



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

ULB

# **Wärmeübergang an Kühlwalzen von Offset-Rollenrotationsmaschinen. Abschlußbericht für das Forschungsvorhaben**

Kühlmeyer, L.; Hars, Christoph; Schuster, C. et al.  
(1990)

DOI (TUprints): <https://doi.org/10.25534/tuprints-00014078>

License:



CC-BY 4.0 International - Creative Commons, Attribution

Publication type: Report

Division: 16 Department of Mechanical Engineering  
16 Department of Mechanical Engineering

Original source: <https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/14078>

---

Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren  
der Technischen Hochschule Darmstadt

Institutsdirektor: Prof. Dr.-Ing. Christoph Hars

# **Wärmeübergang an Kühlwalzen von Offset-Rollenrotationsmaschinen**

**Teil A: L. Kühlmeyer; Chr. Hars**

Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren

**Teil B: C. Schuster; W. Kast**

Fachgebiet Thermische Verfahrenstechnik und Heizungstechnik

Darmstadt 1990

Institutsbericht 1 / 1990



**Abschlußbericht für das Forschungsvorhaben**

**"Wärmeübergang an Kühlwalzen von  
Offset-Rollenrotationsmaschinen"**

## **Teil A**

**L. Kühlmeyer; Chr. Hars**

**Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren  
der Technischen Hochschule Darmstadt**

**Professor Dr.-Ing. Christoph Hars**

## Vorwort

Der vorliegende Bericht beendet den ersten Teil des 1987 begonnenen Forschungsvorhabens "Wärmeübergang an Kühlwalzen von Offset-Rollenrotationsmaschinen". Die Anregungen und Vorbereitungen zu diesem Forschungsvorhaben gehen auf meinen Vorgänger in der Leitung des Instituts Druckmaschinen und Druckverfahren, Herrn o.Prof. Dipl.-Ing. K.R. Scheuter, zurück, dem an dieser Stelle Dank gesagt sei.

Die Untersuchungen wurden in einer Gemeinschaftsforschung unter Federführung des Instituts für Druckmaschinen und Druckverfahren in Zusammenarbeit mit dem Fachgebiet Thermische Verfahrenstechnik und Heizungstechnik, Leitung Herr o.Prof. Dr.-Ing. Werner Kast, an der TH Darmstadt durchgeführt. Wegen der unterschiedlichen Aufgaben der Forschungsstellen gliedert sich dieser Abschlußbericht in zwei Abschnitte.

Sachbearbeiter waren für das Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren Herr Dipl.-Ing. L. Kühlmeyer und für das Fachgebiet Thermische Verfahrenstechnik und Heizungstechnik Herr Dipl.-Ing. C. Schuster.

Finanzielle Träger des Forschungsvorhabens waren zu gleichen Teilen die Forschungsgesellschaft Druckmaschinen e. V. (FGD) sowie die Arbeitsgemeinschaft Industrieller Forschungsvereinigungen (AIF).

Die Druckerei Norddruck Darmstadt und ihre Mitarbeiter ermöglichten durch ihre Hilfsbereitschaft und unbürokratische Kooperation die reibungslose Durchführung der zahlreichen experimentellen Arbeiten an Produktionsmaschinen.

Darüber hinaus fand das Forschungsvorhaben besondere Unterstützung durch den Arbeitskreis "Kühlwalzen" und die Firmen MAN Roland, Augsburg, Heidelberger Druckmaschinen AG, Heidelberg, Maschinenfabrik Goebel, Darmstadt, Druckerei Körner, Sindelfingen sowie PVA, Landau.

Den Verlauf des Forschungsvorhabens begleitete mit besonderem Interesse Herr Dr. J. Rodriguez-Giles, der die Arbeiten jederzeit durch Anregungen, Diskussionen und durch seine in der Praxis erworbenen Erfahrungen förderte.

Auch die Mitarbeiter des Instituts für Druckmaschinen und Druckverfahren sowie des Fachgebiets Thermische Verfahrenstechnik und Heizungstechnik leisteten wesentliche Beiträge zur erfolgreichen Durchführung der Untersuchungen.

Allen genannten Organisationen, Firmen und Personen gilt unser besonderer Dank für die geleistete Unterstützung.

Darmstadt, im März 1990

Christoph Hars

Inhaltsverzeichnis

	Formelzeichen	Seite
1	Einleitung	1
2	Die Druckfarbenverfestigung im Rollenoffsetverfahren	2
3	Stand der Forschung und Technik	5
4	Die Gleichungen der thermischen Größen für die Meßauswertung	10
4.1	Wärmeströme	10
4.2	Wärmetransportkennzahlen	12
5	Ermittlung von Kennzahlen, Betriebsdaten und Störerscheinungen aus früheren Untersuchungen	18
5.1	Temperaturen	18
5.1.1	Bahntemperaturen	19
5.1.2	Kühlwalzenoberflächentemperaturen	21
5.1.3	Kühlmitteltemperaturen	22
5.2	Wärmeströme	23
5.3	Wärmetransportkennzahlen	24
6	Experimentelle Untersuchungen an Kühlwalzensystemen	25
6.1	Voraussetzungen und Ziele der Untersuchungen	25
6.2	Untersuchte Systeme	26
7	Meßwertaufnahme und -auswertung	28
7.1	Thermische Messungen	28
7.1.1	Meßgeräte	29
7.1.2	Aufgenommene Meßwerte	30
7.1.3	Temperaturverläufe	32
7.1.3.1	Vergleich von Temperaturverläufen bei Variation einzelner Parameter	42
7.1.4	Wärmeströme	45
7.1.4.1	Vergleich der Wärmeströme bei Variation einzelner Parameter	49

		Seite
7.1.5	Wärmetransportkennzahlen	51
7.1.5.1	Vergleich der Wärmetransportkennzahlen bei Variation einzelner Parameter	52
7.2	Messungen zum Luftspalt	54
8	Mathematische Zusammenhänge zwischen übertragener Wärmemenge und den beteiligten Parametern	57
8.1	Die Gleichungen für den Wärmestrom, die Bahntemperatur und die Kühlmitteltemperatur	58
8.2	Die Wärmetransportkoeffizienten vom Bedruckstoff zum Kühlmittel	62
8.2.1	Die Wärmedurchgangszahl vom Bedruckstoff zur Kühlwalzenoberfläche	63
8.2.2	Die Wärmedurchgangszahl von der Kühlwalzenoberfläche zum Kühlmittel	65
8.2.3	Die Wärmedurchgangszahl vom Bedruckstoff zum Kühlmittel	67
8.3	Die Kühlwalzenoberflächentemperatur	67
8.4	Berechnung der geschwindigkeitsabhängigen Größen im Kühlwalzenständer	68
9	Maßnahmen zur Optimierung von Kühlwalzensystemen	76
9.1	Optimierung des Wärmetransportes und des Energieeinsatzes	76
9.1.1	Kühlwalzenradius	76
9.1.2	Umschlingungswinkel	77
9.1.3	Kühlmitteltemperaturen	78
9.1.4	Kühlwalzenoberflächentemperaturen	79
9.1.5	Konstruktive Gestaltung der Kühlwalzen	80
9.2	Mineralölkondensation	80
10	Ausblick auf zukünftige Untersuchungen	81
11	Zusammenfassung	83
12	Literaturverzeichnis	85

### III

#### Formelzeichen

$A$	-	Fläche	$[m^2]$
$A$	-	Dimensionsloser Abstand	
$A_0$	-	Wärmeaustauschfläche	$[m^2]$
$A_1, A_2$	-	Flächen der Körper 1 und 2	$[m^2]$
$A_A$	-	Umschlungene Kühlwalzenfläche	$[m^2]$
$A_{KW}$	-	Gesamtwärmeaustauschfläche der Kühlwalze	$[m^2]$
$B$	-	Dimensionslose Breite	
$C$	-	Dimensionslose Höhe	
$C_1$ bis $C_4$	-	Konstanten	
$C_s$	-	Strahlungszahl	$[W/m^2 K^4]$
$\dot{Q}$	-	Wärmestrom, übertragene Wärmemenge	$[W]$
$\dot{Q}_{ges}$	-	Gesamtwärmestrom	$[W]$
$T_1, T_2$	-	Temperaturen	$[K]$
$\dot{V}$	-	Volumenstrom	$[m^3/s]$
$W_A$	-	Wärmewiderstand zwischen Bedruckstoff und Kühlwalze	$[m^2 K/W]$
$W_B$	-	Wärmewert des Bedruckstoffes	$[W/K]$
$W_{ges}$	-	Gesamtwärmewiderstand	$[m^2 K/W]$
$W_L$	-	Wärmewiderstand der Luftschicht	$[m^2 K/W]$
$W_{KW}$	-	Wärmewiderstand zwischen Kühlwalzenoberfläche und Kühlmittel	$[m^2 K/W]$
$W_{St}$	-	Wärmewert des Kühlwalzenmantels	$[W/K]$
$W_W$	-	Wärmewert des Kühlmittels	$[W/K]$
$W_\alpha$	-	Wärmewiderstand bei Konvektion	$[m^2 K/W]$



## IV

$W_{\lambda}$		Wärmewiderstand bei Wärmeleitung	$[\text{m}^2 \text{ K/W}]$
$W_{\lambda B}$	-	Wärmewiderstand des Bedruckstoffes	$[\text{m}^2 \text{ K/W}]$
$X$	-	Konstante	
$Y$	-	Konstante	
$a$	-	Abstand	$[\text{m}]$
$a$	-	Temperaturleitzahl	$[\text{m}^2/\text{s}]$
$a_z$	-	Zentripetalbeschleunigung	$[\text{m}/\text{s}^2]$
$b$	-	Breite	$[\text{m}]$
$b_B$	-	Bedruckstoffbreite	$[\text{m}]$
$c$	-	Höhe	$[\text{m}]$
$c_B$	-	spezifische Wärmekapazität des Bedruckstoffes	$[\text{J}/\text{kg K}]$
$c_W$	-	spezifische Wärmekapazität des Kühlmittels	$[\text{J}/\text{kg K}]$
$d$	-	Durchmesser	$[\text{m}]$
$d_H$	-	Hydraulischer Durchmesser	$[\text{m}]$
$d_{KW}$	-	Kühlwalzendurchmesser	$[\text{m}]$
$f$	-	Korrekturfaktor	
$g$	-	Integrationsvariable	
$h$	-	Intervall	
$k$	-	Wärmedurchgangszahl vom Bedruckstoff zum Kühlmittel	$[\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}]$
$k_A$	-	Wärmedurchgangszahl vom Bedruckstoff zur Kühlwalzenoberfläche bezogen auf die umschlungene Walzenfläche	$[\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}]$
$k_{Af}$	-	wie $k_A$ , nur bezogen auf die Gesamtaustauschfläche der Kühlwalze	$[\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}]$
$k_{KW}$	-	Wärmedurchgangszahl von der Walzenoberfläche zum Kühlmittel	$[\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}]$

$l$	-	Länge	[m]
$m_A$	-	Flächenbezogene Bedruckstoffmasse	[kg/m <sup>2</sup> ]
$\dot{m}_B$	-	Bedruckstoffmassenstrom	[kg/s]
$\dot{m}_{KW}$	-	Massenstrom des Kühlwalzenmantels	[kg/s]
$\dot{m}_W$	-	Kühlmittelmassenstrom	[kg/s]
$n$	-	Anzahl von Stützstellen	
$\dot{q}_A$	-	Wärmestromdichte zwischen Bedruckstoff und Kühlwalzenoberfläche	[W/m <sup>2</sup> ]
$\dot{q}_{KW}$	-	Wärmestromdichte zwischen Kühlwalzenoberfläche und Kühlmittel	[W/m <sup>2</sup> ]
$r$	-	Radius	[m]
$r_{KW}$	-	Radius der Kühlwalze	[m]
$s_B$	-	Dicke des Bedruckstoffes	[m]
$s_L$	-	Dicke der Luftschicht	[m]
$s_F$	-	Dicke der Foulingschicht	[m]
$s_{ST}$	-	Dicke des Stahlmantels	[m]
$v_B$	-	Bahngeschwindigkeit	[m/s]
$w$	-	Strömungsgeschwindigkeit	[m/s]
$\alpha_m$	-	Mittlere Wärmeübergangszahl	[W/m <sup>2</sup> K]
$\alpha_W$	-	Wärmeübergangszahl zwischen Kühlwalzeninnenwand und Kühlmittel	[W/m <sup>2</sup> K]
$\beta$	-	Umschlingungswinkel	[rad]
$\varepsilon_1, \varepsilon_2$	-	Emissionskoeffizienten	
$\eta$	-	Dynamische Viskosität	[Pa s]

# VI

$\vartheta_B$	-	Bahntemperatur	[°C]
$\vartheta_{Ba}$	-	Bahnaustrittstemperatur	[°C]
$\vartheta_{Be}$	-	Bahneintrittstemperatur	[°C]
$\vartheta_{KW}$	-	Kühlwalzenoberflächentemperatur	[°C]
$\vartheta_m$	-	Mittlere Temperatur	[°C]
$\vartheta_W$	-	Kühlmitteltemperatur	[°C]
$\vartheta_{Wa}$	-	Kühlmittelaustrittstemperatur	[°C]
$\vartheta_{We}$	-	Kühlmiteleintrittstemperatur	[°C]
$\lambda_B$	-	Wärmeleitwert des Bedruckstoffes	[W/m K]
$\lambda_F$	-	Wärmeleitwert der Foulingschichten	[W/m K]
$\lambda_L$	-	Wärmeleitwert der Luft	[W/m K]
$\lambda_{ST}$	-	Wärmeleitwert des Stahls	[W/m K]
$\nu$	-	Kinematische Viskosität	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho_B$	-	Dichte des Bedruckstoffes	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_W$	-	Dichte des Kühlmittels	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma_Z$	-	Bahnzugspannung	[N/m]
$\varphi$	-	Ortswinkel	[rad]
$\varphi_1, \varphi_2$	-	Einstrahlzahlen	
$\omega$	-	Winkelgeschwindigkeit	[1/s]



# 1 Einleitung

Beim Rollenoffsetdruckverfahren wird die Bedruckstoffbahn meist in mehreren aufeinanderfolgenden Doppeldruckwerken beidseitig "Naß-in-Naß" bedruckt.

Zur Druckfarbenverfestigung wird die Bahn einem Heißluft-Prallstrahlschwebetrockner zugeführt, in dem die als Lösemittel zum Einsatz kommenden Mineralöle verdunsten und abgeführt werden. Wegen der hohen Siedepunkte dieser Öle ( $\vartheta_s = 230$  bis  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) werden Trocknungstemperaturen zwischen  $180$  und  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$  benötigt, wodurch sich für die Bahn beim Austritt aus dem Trockner Temperaturen von  $120$  bis  $190\text{ }^{\circ}\text{C}$  ergeben.

Unter diesen Bedingungen liegen die als Bindemittel zur Anwendung kommenden thermoplastischen Harze der Druckfarbe in geschmolzenem Zustand vor. Um ein Ablegen der Farbe bei der Weiterverarbeitung zu vermeiden, wird die Bahn einer Kühlwalzengruppe zugeführt und auf Raumtemperatur abgekühlt. Dadurch erstarren die Harze und der Druckfarbenfilm wird verfestigt.

Durch die fortschreitende Weiterentwicklung der Rollenrotationsoffsetmaschinen wurden inzwischen Bahngeschwindigkeiten von mehr als  $10\text{ m/s}$  erreicht und der Prozeß der Druckfarbenverfestigung wurde zur kritischen Größe.

Die Leistung der Trockner wie auch der Kühlwalzensysteme müssen den steigenden Anforderungen angepaßt werden.

Zur Einhaltung der für den Trocknungsvorgang erforderlichen Bahntemperaturen werden entweder die Trockner verlängert oder die Trocknungstemperaturen erhöht.

Mit zunehmender Bahngeschwindigkeit treten auch an den Kühlwalzen (besonders an der ersten Kühlwalze) eine Reihe von Problemen auf.

1. Die abzuführende Wärmemenge steigt bei sonst gleichbleibenden Bedingungen linear mit zunehmender Geschwindigkeit, wodurch sich besonders an der ersten Kühlwalze kritische Oberflächentemperaturen, die zum Farbablegen führen, einstellen können.
2. Es werden größere Mengen von Mineralöldämpfen, die aus dem Trockner mitgeschleppt werden oder durch Nachverdampfung entstehen, zu den Kühlwalzen transportiert und kondensieren dort.

3. Durch die erhöhten Geschwindigkeiten werden die an der Bahn und an der Kühlwalzenoberfläche haftenden Luftgrenzschichten in den von der Materialbahn umschlungenen Bereich der Kühlwalze gefördert und bilden dort ein Luftpolster. Dadurch wird der Wärmetransport erheblich beeinträchtigt. Auf der Walzenoberfläche sammeln sich kondensierte Mineralöle an.

Eine bessere Kenntnis der komplexen Vorgänge ist Voraussetzung für eine weitere Optimierung der aus Heißluft-Prallstrahlschwebetrockner und einer Kühlwalzengruppe bestehenden Trocknungsanlage.

Zur Klärung dieser Fragen wurde im Jahre 1987 das vorliegende Forschungsvorhaben "Kühlwalzen" an der Technischen Hochschule Darmstadt mit der Forschungsgesellschaft Druckmaschinen e. V. (FGD) und der Arbeitsgemeinschaft Industrieller Forschungsvereinigungen (AIF) als finanziellen Trägern begonnen, um die angesprochenen Probleme detailliert zu untersuchen und zu deren Beseitigung beizutragen.

An der Durchführung des Forschungsvorhabens waren die zwei Fachgebiete "Druckmaschinen und Druckverfahren" (IDD) und "Thermische Verfahrenstechnik und Heizungstechnik" des Fachbereichs Maschinenbau der TH Darmstadt beteiligt.

Im vorliegenden Teil A des Abschlußberichts werden die am IDD erzielten Resultate dargelegt und Maßnahmen zur Auslegung und Optimierung von Kühlwalzensystemen vorgestellt.

## 2 Die Druckfarbenverfestigung im Rollenoffsetverfahren

Rollenrotationsoffsetdruckmaschinen gewinnen insbesondere durch einen gestiegenen Bedarf an Akzidenzdrucksachen weiterhin an Bedeutung.

Der Wunsch nach einer Steigerung der Produktivität hat inzwischen zu Druckgeschwindigkeiten von mehr als 10 m/s geführt.

Vielfach lassen sich jedoch diese hohen Geschwindigkeiten aufgrund trocknungs- und kühlungsbedingter Schwierigkeiten nicht ausnutzen.

Als Bedruckstoff werden beim Offset-Rollenrotationsdruck im Heat-Set-

Verfahren meist gestrichene oder auch stark satinierte Papiere mit flächenbezogenen Massen von  $m_A = 40$  bis  $130 \text{ g/m}^2$  verwendet. Bei diesen Papieren bleibt im Gegensatz zu saugenden Materialien (z.B. Zeitungspapier), bei denen Wegschlagen auftritt, während des Druckprozesses ein Großteil der Bindemittel an der Oberfläche. Die Bahn wird in mehreren Druckwerken (meist vier bis fünf) Naß-in-Naß bedruckt und wird anschließend in einem Heißluft-Prallstrahlschwebetrockner getrocknet.

Die hohe Viskosität der Rollenoffsetfarben erfordert in den Farbwerken viele Farbübertragungswalzen, um die gewünschte Farbschichtdicke, die bei etwa  $1 \mu\text{m}$  pro Farbe liegt, einzustellen. Daraus resultieren lange Farbwerke mit großen Verdunstungsflächen, die das Austrocknen der Farbe auf den Farbwerkswalzen begünstigen. Deshalb kommen als Lösemittel hochsiedende Mineralöle mit Siedetemperaturen von  $\vartheta_s = 230$  bis  $300 \text{ }^\circ\text{C}$  zum Einsatz, die einer leichten und schnellen Trocknung entgegenstehen.

Um die Farbe hinreichend zu trocknen, sind hohe Trocknertemperaturen von  $\vartheta_{Tr} = 180$  bis  $300 \text{ }^\circ\text{C}$  erforderlich. Dabei wird von einer Verweilzeit der Bahn im Trockner von 0,8 bis 1 Sekunde ausgegangen, so daß pro  $1 \text{ m/s}$  Bahngeschwindigkeit ca.  $1 \text{ m}$  Trocknerlänge benötigt wird.

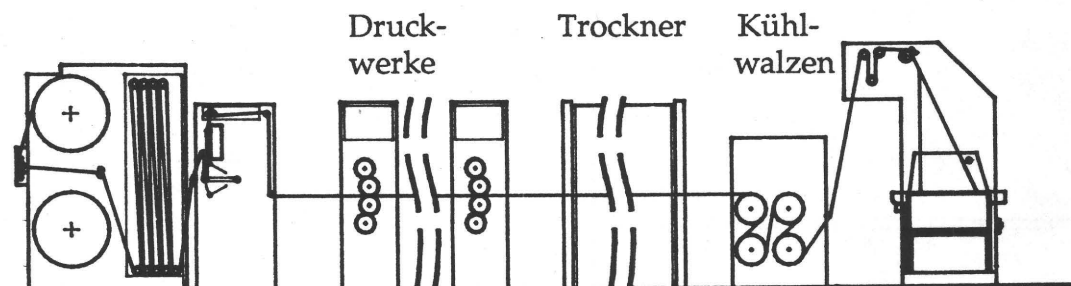


Bild 1: Schematische Darstellung einer Rollenoffsetmaschine

Beim Austritt aus dem Trockner besitzt die Bahn in der Regel eine Temperatur von  $\vartheta_B = 120$  bis  $150 \text{ }^\circ\text{C}$  (in Extremfällen bis  $190 \text{ }^\circ\text{C}$ ) und die Mineralöle sind zu etwa 70 bis 85 % ausgetrieben. Die Bahn schleppt jedoch in der Grenzschicht Mineralöldämpfe mit, die zum einen aus dem Trockner stammen und zum anderen durch Nachverdampfung entstehen. Heutige Rollenoffsetmaschinen besitzen überwiegend Vorrichtungen wie beispielsweise Grenzschichttrakeln, um die mineralöhlhaltige Grenzschicht auszutauschen. Ein Teil der Mineralöldämpfe gelangt jedoch noch zu den Kühlwalzen, wo sie sich u.U. als Kondensat auf der



Oberfläche niederschlagen.

In langsam laufenden Maschinen, bei denen sich die Bahn in gutem Kontakt zur Kühlwalze befindet, wird das Mineralölkondensat vom Bedruckstoff (ohne Beeinträchtigung der Druckqualität) abtransportiert.

Ab einer von der Geometrie und spez. Bahnzug abhängigen kritischen Geschwindigkeit hebt die Bahn jedoch von der Kühlwalze ab, und es bildet sich ein Luftspalt mit mineralölhaltiger Luft. Als Folge kommt es zur Mineralölansammlung auf der ersten Kühlwalze, wodurch die Farbe wieder angelöst wird, und das Druckprodukt verschmiert.

Im Kühlwalzenständer befinden sich meist vier bis fünf Kühlwalzen, mit denen die Bahn nahezu auf Raumtemperatur zurückgekühlt wird. Durch die Abkühlung erstarren die bei den hohen Bahntemperaturen geschmolzenen thermoplastischen Harze der Farbe.

Die heutigen Kühlwalzen sind meist als Spiralmantelwalzen ausgebildet, d. h. zwischen Kühlwalzenmantel und Verdrängungskörper sind Leitbleche angeordnet, die in der Kühlwalze spiralförmige Kanäle ausbilden (Bild 2).

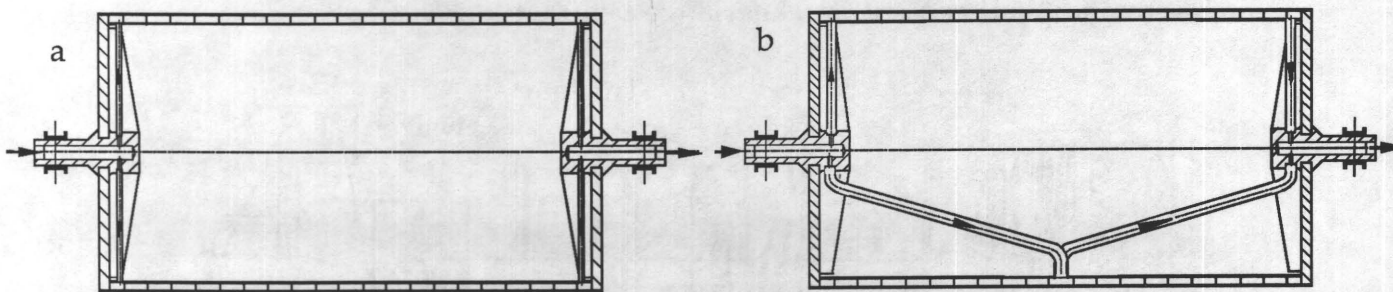


Bild 2: Kühlwalzen mit Leitspiralen (Ausführung a mit eingängiger und Ausführung b mit zweigängiger Leitspirale)

Diese Konstruktion hat die früher üblichen reinen Verdrängungskörperwalzen abgelöst.

Um einen innigen Kontakt zwischen Bahn und Kühlwalze zu erzielen, ist die Oberfläche der Kühlwalze geschliffen und hochglanzpoliert.

Als Kühlmittel kommt fast ausschließlich Wasser zur Anwendung. Um das Eindringen von Schmutz, Kalk und korrosionsförderndem Sauerstoff zu vermeiden, werden geschlossene Kreisläufe verwendet.

In letzter Zeit setzen sich in der Praxis Systeme mit zwei Kühlwalzengruppen und getrennten Kreisläufen zunehmend durch. Dabei bilden die vorderen zwei

bzw. drei sowie die letzten zwei Kühlwalzen je eine Kühlwalzengruppe. Die Praxis bestätigt, daß die vorderen Kühlwalzen energiesparend über einen Kühlturm betrieben werden können, der das Kühlmittel jahreszeitabhängig mit Temperaturen zwischen 15 und 25 °C zur Verfügung stellt. Der zweite Kreislauf wird über eine Kältemaschine versorgt, um die Bahnendtemperaturen definiert einstellen zu können. Hier besitzt das Kühlmittel meist Temperaturen von  $\vartheta_W = 8$  bis 15 °C. Beide Kreisläufe können bei Bedarf mit Kühlmittel gleicher Temperatur betrieben werden.

Die jeweils zu einem Kühlkreislauf gehörigen Kühlwalzen werden in der Regel parallel versorgt, d. h. sie werden (im Gegensatz zur Reihenschaltung) mit Kühlmittel gleicher Vorlauftemperatur beaufschlagt.

Die Qualität eines Druckproduktes kann an den Kühlwalzen im wesentlichen durch drei Fehlerquellen beeinträchtigt werden:

1. Das Kühlwalzenrupfen
2. Die Wiederanlösung der Druckfarbe durch kondensierte Mineralöle
3. Unzureichende Bahnabkühlung

Diese Probleme lassen sich durch geeignete Wärme- und Stofftransportvorgänge, die ihrerseits wesentlich durch strömungsmechanische Phänomene bestimmt sind, eingrenzen.

Ziel der vorliegenden Untersuchungen ist, die Vorgänge durch Aufzeigen der beteiligten Parameter zu klären und daraus technische Maßnahmen und Empfehlungen abzuleiten.

### 3 Stand der Forschung und Technik

Durch die zunehmende Bedeutung und Ausbreitung des Rollenoffsetverfahrens werden in letzter Zeit die Forschungs- und Entwicklungsarbeiten auf diesem Gebiet verstärkt vorangetrieben.

Dies schlägt sich auch in einer steigenden Zahl von Veröffentlichungen zur Druckfarbenverfestigung nieder.

Die meisten Berichte nehmen jedoch zum Trockner bzw. zum Trocknungsprozeß Stellung. Nur ein geringer Anteil beschäftigt sich mit Kühlwalzen.

Ein erster bekannter Bericht, der die Wärmeübertragung an den Kühlwalzen behandelt, stammt aus dem Jahre 1965 /1/. Hierin wird der Temperaturverlauf einer Bahn beim Lauf über eine Kühlwalze beschrieben. Auch die Einflüsse der für die Wärmeübertragung wichtigen Größen wie Wärmeübergangsbedingungen von Kühlwalzeninnenwand zum Kühlmittel, Walzenwanddicke und -material werden aufgezeigt. Außerdem werden Hinweise zur konstruktiven Optimierung von Kühlwalzen hinsichtlich des Wärmeübergangs ausgehend von den damals dem Stand der Technik entsprechenden einfachen Hohlzylindern gegeben.

In /2/ wird bereits über die Reduzierung der Wärmeübergangszahl auf der Innenseite der als Hohlzylinder ausgeführten Kühlwalze bei steigender Drehzahl berichtet. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind jedoch auf die heutigen mit Leitspiralen ausgebildeten Kühlwalzen nicht übertragbar.

Einen auch aus heutiger Sicht durchaus umfassenden Überblick über die Problematik der Kühlwalzen gibt der Bericht von R.A. Daane /3/. Diese Arbeit erläutert die kritischen Phänomene, nennt mögliche Ursachen und weist einige Lösungsmöglichkeiten auf. Dazu wird hier das sogenannte "Chill Jet" vorgestellt (Bild 3). Ein Gebläse mit Düse erzeugt im Einlaufbereich Bedruckstoff-Kühlwalze einen schmalen Luftstrahl, der auf die Bedruckstoffbahn gerichtet wird und deren Abheben verhindern soll. Laut R.A. Daane bleibt die Wärmedurchgangszahl zwischen Bedruckstoff und Kühlwalze auch bei höheren Geschwindigkeiten konstant, und die Mineralölansammlung auf der ersten Kühlwalze wird beseitigt. Bei nachfolgenden Untersuchungen in einer deutschen Druckerei konnten die Ergebnisse hinsichtlich des Wärmeüberganges bestätigt werden, jedoch traten weiterhin Behinderungen durch Mineralölkondensation an der ersten Kühlwalze auf.

In /3/ wird eine Technik beschrieben, die Bahn zwischen Trockner und Kühlwalzen einen Tunnel durchlaufen zu lassen. Um zu verhindern, daß Mineralöldampf in die Druckerei austritt bzw. zu den Kühlwalzen gelangt, wird die mineralöhlhaltige Luft in den Trockner zurückgeführt.

Ein weiterer Bericht /4/ stellt das sogenannte "Dynamische Grenzschichtakel" vor (Bild 4). Dabei werden die nachverdampften Mineralöle zwischen Trockner und erster Kühlwalze durch Aufblasen von Luft abgerakelt. Diese Luft wird in



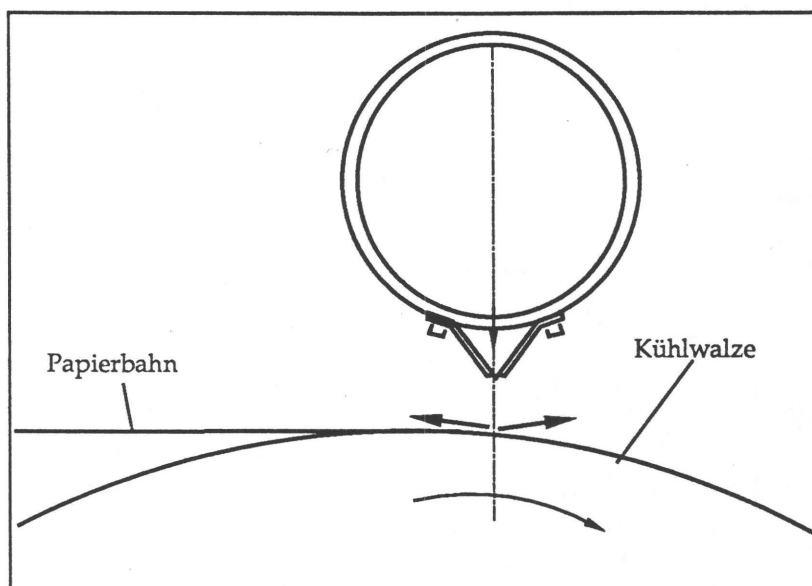


Bild 3: Das "Chill-Jet"-Gebläse

einem Kreislauf geführt und in einem Kondensator wird das Mineralöl entzogen. Auf diese Weise ließ sich die Produktionsgeschwindigkeit um 10 % steigern, und die Reinigungsintervalle an den Kühlwalzen konnten um die Hälfte reduziert werden. Jedoch ist auch hier noch weiter mit unerwünschter Kondensatbildung zu rechnen.

Der Bericht /5/ beschäftigt sich mit dem Einsatz von Kältezentren für den Kühlwalzenständer, die aus einem geschlossenen Kühlturm und einer Kältemaschine bestehen. Mit dieser Kombination sollen Kälteeneinsparungen um 70 % möglich sein.

Einen im Zusammenhang der bisher aufgeworfenen Fragen interessierenden Aspekt erörtert G. Reich in seiner Dissertation, die die Strömung und die Wärmeübertragung im axial rotierenden Rohr /6/ behandelt.

Darin wird festgestellt, daß eine turbulente Strömung mit zunehmender Drehzahl stabilisiert wird, d. h. einen laminaren Charakter annimmt. Umgekehrt wird eine laminare Einlaufströmung durch Rotation zunehmend turbulent. Die Untersuchungen sind jedoch auf das einfache Rohr mit Kreisquerschnitt beschränkt, und die Resultate sind nicht auf Kühlwalzen mit Leitspiralen übertragbar. Dennoch wird die Komplexität der Strömung und somit der Wärmeübertragung auch für die Kühlwalzen deutlich. Die Navier-Stokes-Gleichungen wie auch die Energiegleichung wurden mit näher diskutierten

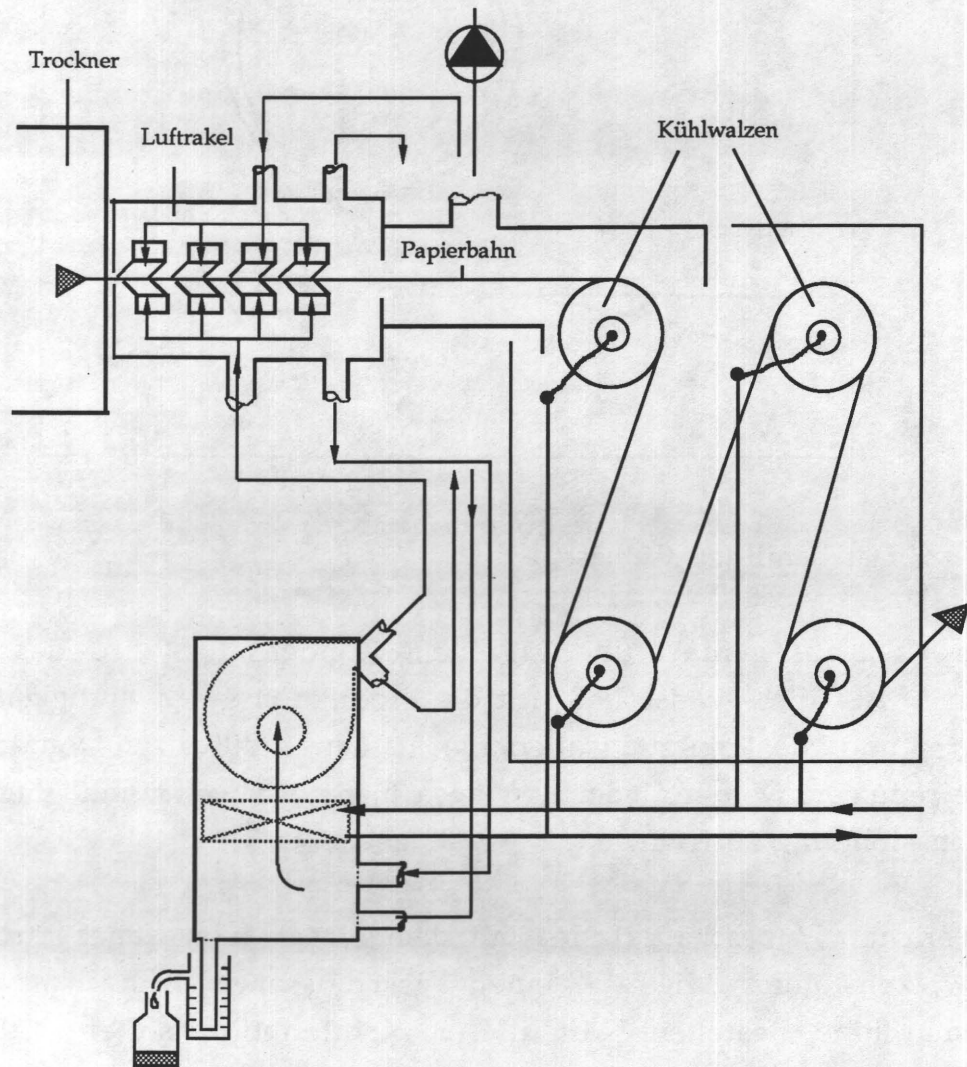


Bild 4: Das "Dynamische Grenzschichttrakel"

Vereinfachungen numerisch gelöst.

In den gebräuchlichen Spiralmantelwalzen sind die Verhältnisse wesentlich komplexer. Hier liegen noch keine theoretischen Lösungen vor.

Ergänzende Literaturhinweise zur Wärmeübertragung im durchströmten rotierenden Rohr werden ebenfalls in /6/ gegeben.

Die Vorgänge an und in den Kühlwalzen sind von einer Vielzahl von Parametern abhängig. Primär sind hier der Bedruckstoff, die Druckfarbe, der Trocknungsprozeß und das Zusammenwirken dieser Größen zu nennen. Dazu



existieren eine Reihe von Berichten, die in kurzer Form einen umfassenden Einblick in die Gesamtproblematik der Druckfarbenverfestigung vermitteln.

Die wesentlichen Inhalte dieser Berichte, die zum Teil in Kapitel 2 schon angesprochen wurden, sind im folgenden zusammengefaßt:

Die beim Rollenoffsetverfahren zum Einsatz kommenden Lösemittel bestehen meist aus hochsiedenden Mineralölen mit Siedetemperaturen von 230 bis 300 °C. Zur Verdunstung dieser Mineralöle sind Trocknungstemperaturen von 180 bis 300 °C bei Trocknerverweilzeiten von etwa 1 Sekunde erforderlich. Zum einen wird die Bahn dadurch auf Temperaturen zwischen 120 und 190 °C erwärmt, zum anderen wird die im Papier gebundene Feuchtigkeit von 5 bis 7 % auf 1 bis 2,5 % reduziert. Dadurch schrumpft die Bahn und wellt sich. Der Feuchtigkeitsverlust und die Wellenbildung sind zudem abhängig von der Druckfarbenbelegung und von der Farbflächendeckung.

Zur Minderung dieser Probleme wird u. a. vorgeschlagen, niedriger siedende Mineralöle zu verwenden, um mit niedrigeren Trocknungstemperaturen arbeiten zu können, die dem unerwünschten Austrocknen der Bahn entgegenwirken. Zu nennen sind hier die Berichte /7/ und /8/.

In /9/ und /10/ werden zusätzlich der Transport und die Kondensatbildung der Mineralöle in der Bedruckstoffgrenzschicht zu den Kühlwalzen beschrieben und Abhilfemaßnahmen wie Grenzschichttrakeln und Chill-Jet-Gebläse besprochen.

In /11/ sind die Hauptprobleme, die sich bei größeren Druckgeschwindigkeiten an Rollenoffsetmaschinen ergeben, zusammengefaßt. Die Vorgänge bei der Druckfarbenverfestigung werden erläutert und die Ergebnisse von Messungen an zwei Kühlwalzenständen vorgestellt.

Ein weiterer Bericht /12/ beschreibt das Trocknen mineralöhlaltiger Druckfarbe mit Hilfe von Wasserdampf. Die Diffusion von Druckfarbenlösemittel läuft in Wasserdampfatmosphäre schneller ab als in Luft. Im Trockner werden größere Mineralölanteile ausgetrieben und dadurch die an den Kühlwalzen anfallende Menge reduziert.

Auf der Kühlwalzeninnenseite kann es durch im Kühlmittel gelöste oder suspendierte Stoffe wie Kalk, Schmutz und Sauerstoff zur Bildung von unerwünschten, wärmeisolierenden Ablagerungen kommen. Diese auch als "Fouling" bezeichneten Prozesse beschreibt die bisher neueste Ausgabe des VDI-Wärmeatlas (Abschnitt Oc) /13/. Neben den Ursachen werden auch Abhilfemaßnahmen für die verschiedenen Erscheinungsformen des Fouling genannt.

Während des laufenden Forschungsvorhabens wurde bereits ein Institutsbericht zur Trocknung im Rollenoffsetverfahren herausgegeben /14/.

Darin werden Hinweise zur Optimierung von bereits bestehenden Trockner- und Kühlwalzensystemen gegeben und auf neue Entwicklungen hingewiesen.

## 4 Die Gleichungen der thermischen Größen für die Meßauswertung

Mittels der später beschriebenen Messungen sollen Wärmeströme und Wärmetransportkennzahlen bestimmt werden. Im folgenden werden die Grundlagen und Vereinbarungen, die zur Berechnung der Wärmeströme und Wärmetransportkennzahlen erforderlich sind, aufgezeigt. Die Auswertung der aufgenommenen Meßwerte erfolgt mittels der nachfolgend hergeleiteten Gleichungen.

### 4.1 Wärmeströme

Die von den Kühlwalzen abgeführte Wärmemenge  $\dot{Q}$  ergibt sich nach Gl. (1).

$$\dot{Q} = \dot{m}_B \cdot c_B (\vartheta_{Be} - \vartheta_{Ba}) \quad (1)$$

$\dot{m}_B$	- Bedruckstoffmassenstrom	[kg/s]
$c_B$	- Spezifische Wärmekapazität des Bedruckstoffes	[J/kgK]
$\vartheta_{Be}$	- Bedruckstofftemperatur am Einlauf	[°C]
$\vartheta_{Ba}$	- Bedruckstofftemperatur am Auslauf	[°C]

Die Temperatur nach dem Kühlwalzenständer soll in der Regel  $\vartheta_{Ba} = 20^\circ\text{C}$  betragen.

Der Bedruckstoffmassenstrom  $\dot{m}_B$  wird nach Gl. (2) berechnet.

$$\dot{m}_B = v_B \cdot m_A \cdot b_B \quad (2)$$

$v_B$	- Bahngeschwindigkeit	[m/s]
-------	-----------------------	-------

$m_A$	-	Flächenbezogene Masse	$[\text{kg}/\text{m}^2]$
$b_B$	-	Bedruckstoffbreite	$[\text{m}]$

Der flächenbezogene Wärmestrom  $\dot{q}$  wird auch als Wärmestromdichte bezeichnet.

$$\dot{q} = \dot{Q}/A \quad (3)$$

In und an der Kühlwalze laufen folgende Vorgänge ab:

Der Bedruckstoff umschlingt die Kühlwalzen mit einem bestimmten Winkel  $\beta$ . Die Wärmeaustauschfläche an der Außenseite  $A_A$  ergibt sich dann zu

$$A_A = \beta \cdot r_{KW} \cdot b_B \quad (4)$$

$\beta$	-	Umschlingungswinkel	$[\text{rad}]$
$r_{KW}$	-	Radius der Kühlwalze	$[\text{m}]$

und damit

$$\dot{q}_A = \dot{Q}/A_A \quad (5)$$

Der Wärmestrom  $\dot{Q}$  wird vom Bedruckstoff über die Wärmeaustauschfläche  $A_A$  auf die Kühlwalze übertragen.

Im Innenmantel der Kühlwalze ist demgegenüber die gesamte Austauschfläche  $A_{KW}$  wirksam. Mit der Annahme, daß die Wärmeleitung in Breitenrichtung der Walze vernachlässigbar ist, ergibt sich folgende Gleichung:

$$A_{KW} = 2 \pi \cdot r_{KW} \cdot b_B \quad (6)$$

und damit

$$\dot{q}_{KW} = \dot{Q}/A_{KW} \quad (7)$$

Bei diesen Ausführungen ist jeweils vorausgesetzt, daß die gesamte



Wärmemenge, die von der Bahn abgegeben wird, auch zum Kühlmittel gelangt. Die Zulässigkeit dieser Annahme wird getrennt gezeigt.

## 4.2 Wärmetransportkennzahlen

Ziel ist die Bestimmung von Wärmedurchgangszahlen, die eine Bewertung der Güte des Wärmeaustauschprozesses zulassen.

Der Kehrwert des Gesamtwärmewiderstandes wird als Wärmedurchgangszahl  $k$  bezeichnet. Im vorliegenden Fall muß die Wärme durch mehrere hintereinanderliegende Schichten (Reihenschaltung) transportiert werden, wobei der Gesamtwärmewiderstand durch Addition der einzelnen Widerstände ermittelt wird.

Der Wärmetransport an Kühlwalzen erfolgt primär durch Wärmeleitung (vom Bedruckstoff zum Kühlwalzenmantel) und erzwungene Konvektion (Kühlmittel). Der Widerstand infolge Wärmeleitung  $W_\lambda$  ergibt sich als Quotient von Schichtdicke  $s$  und Wärmeleitzahl  $\lambda$ , während der konvektive Wärmewiderstand  $W_\alpha$  als Kehrwert der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  gilt. Damit erhält man die Gleichung für die Gesamtwärmedurchgangszahl  $k$  für die ebene mehrschichtige Wand:

$$k = \frac{1}{W_{\text{ges}}} = \frac{1}{\sum_i W_{\lambda i} + \sum_j W_{\alpha j}} = \frac{1}{\sum_i s_i / \lambda_i + \sum_j 1 / \alpha_j} \quad (8)$$

Für hohe Wärmedurchgangszahlen  $k$  sind neben möglichst dünnen, gut wärmeleitenden Schichten hohe Wärmeübergangszahlen von der Wand zum wärmeabführenden Fluid erforderlich. Eine merkliche Erhöhung von  $k$  läßt sich durch Reduzierung des größten Einzelwiderstands erreichen, während Maßnahmen an den übrigen Widerständen lediglich geringe Auswirkungen besitzen. In Kapitel 8 wird noch detaillierter auf die einzelnen Widerstände eingegangen.

Um Wärmedurchgangszahlen miteinander vergleichen zu können, müssen zunächst die dafür geltenden Voraussetzungen geklärt werden.

Eine Kühlwalze kann vom Prinzip her wie ein Wärmetauscher betrachtet werden.

Die Bedruckstoffbahn führt der Kühlwalze die Wärmemenge  $\dot{Q}$  zu, die über den

Kühlwalzenmantel zum Kühlmittel gelangt und von diesem abtransportiert wird. Die am Wärmetransport teilnehmenden Schichtdicken sind im Verhältnis zum Kühlwalzendurchmesser sehr klein. Die Kühlwalze kann daher bezüglich des Wärmedurchgangs näherungsweise wie eine ebene mehrschichtige Wand behandelt werden (Bild 5).

Das in Bild 5 abgebildete Modell stellt damit eine starke Vereinfachung der Realität dar, jedoch lassen sich mit den auf diese Weise hergeleiteten Gleichungen die notwendigen Größen ausreichend genau berechnen und miteinander vergleichen.

Gegenüber dem üblichen Wärmetauscher liegen bei der Kühlwalze jedoch

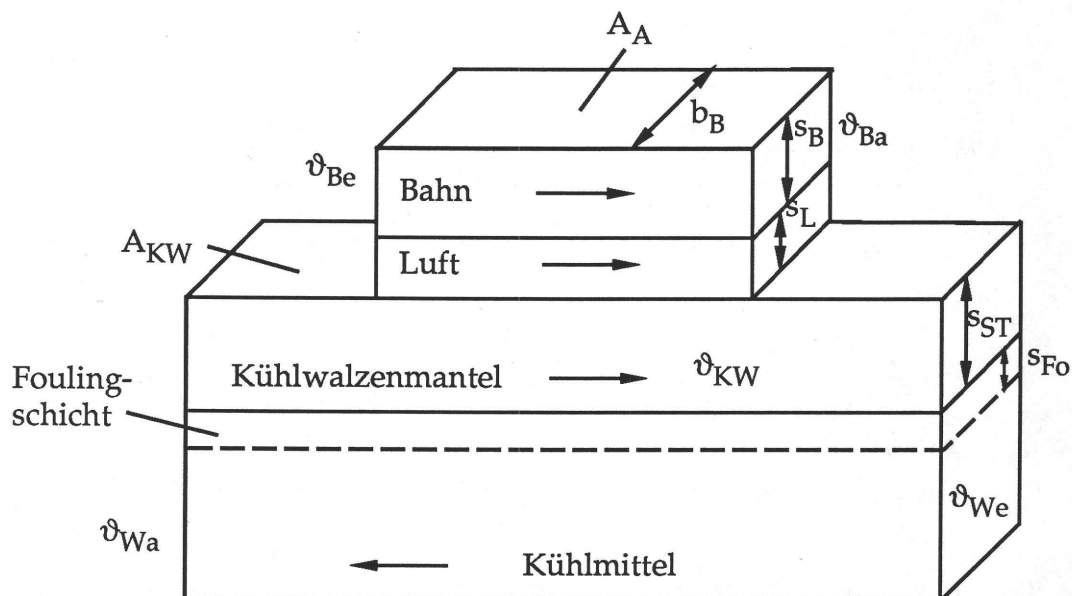


Bild 5: Am Wärmetransport beteiligte Schichten bei der Abkühlung einer Bedruckstoffbahn auf Kühlwalzen

unterschiedliche Wärmeaustauschflächen vor. An der Außenseite ist lediglich der vom Bedruckstoff umschlungene Bereich als Austauschfläche anzusehen, während wasserseitig die volle Innenfläche zur Verfügung steht. Geht man weiterhin davon aus, daß Wärme vornehmlich senkrecht zur Kühlwalzenoberfläche transportiert wird, so ist auch die innere Austauschfläche von der Bedruckstoffbreite begrenzt.

Die Kühlwalze kann somit für die Auswertung von Messungen nicht als ein

einzelner Wärmetauscher behandelt werden. Hier müssen die zwei unterschiedlichen Wärmeaustauschflächen getrennt betrachtet werden.

Dabei wird folgendermaßen vorgegangen:

Die Kühlwalze wird in zwei Wärmetauscher aufgeteilt (Bild 6).

#### 1. Wärmetransport vom Bedruckstoff zur Kühlwalzenoberfläche

Der Bedruckstoff kühlt sich beim Lauf über die Kühlwalze ab und übergibt die Wärmemenge  $\dot{Q}$  über die Wärmeaustauschfläche  $A_A$  mit der Wärmedurchgangszahl  $k_A$  an die Kühlwalzenoberfläche. Der Kühlwalzenmantel selbst stellt

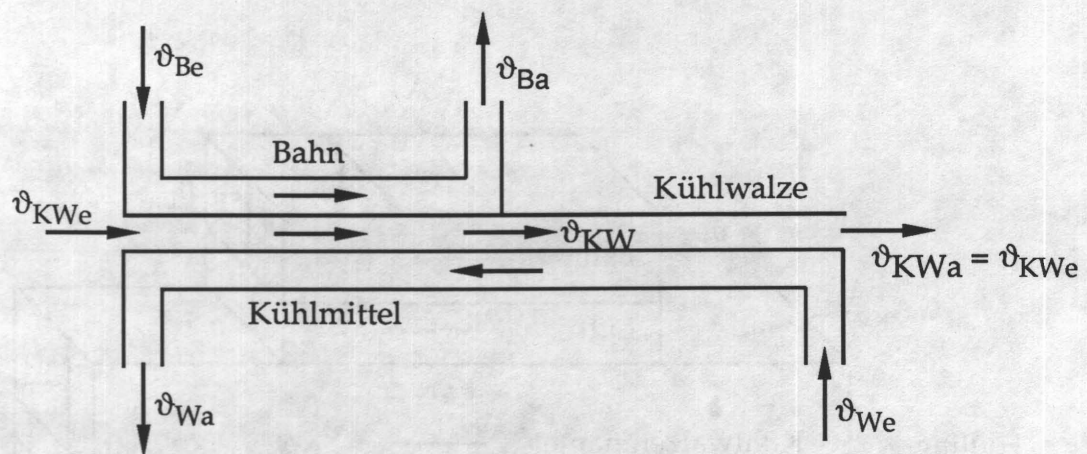


Bild 6: Modell eines kombinierten Gleichstrom-Gegenstrom-Wärmetauschers für den Wärmedurchgang an einer Kühlwalze

das zweite wärmetransportierende Medium dar. Die qualitativen Temperaturverläufe für die zwei Medien über der Wärmeaustauschfläche sind in Bild 7 dargestellt.

Dafür erhält man nun die folgenden Beziehungen:

$$d\dot{Q} = \dot{m}_B c_B d\vartheta_B \quad (9)$$

$$d\dot{Q} = -k_A (\vartheta_B - \vartheta_{KW}) dA \quad (10)$$

$$d\dot{Q} = -\dot{m}_{KW} c_{KW} d\vartheta_{KW} \quad (11)$$

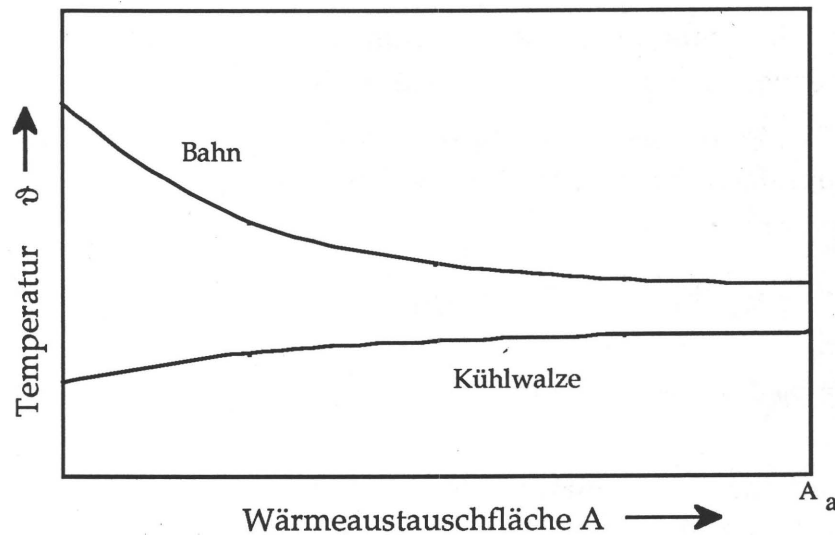


Bild 7: Qualitativer Temperaturverlauf im Gleichstromwärmetauscher

Für den Gleichstromwärmetauscher ergeben sich folgende Randbedingungen:

$$A = 0 \quad : \quad \vartheta_B = \vartheta_{Be} ; \quad \vartheta_{KW} = \vartheta_{KWe}$$

$$A = A_A \quad : \quad \vartheta_B = \vartheta_{Ba} ; \quad \vartheta_{KW} = \vartheta_{KWa}$$

Temperaturveränderungen der wärmetransportierenden Medien verhalten sich umgekehrt wie die aus dem Produkt von spezifischer Wärmekapazität und Massenstrom gebildeten Wärmewerte.

Zusammenfassen und umformen von Gl. (9) und (11) ergibt:

$$\frac{d\vartheta_B}{d\vartheta_{KW}} = - \frac{\dot{m}_{KW} c_{KW}}{\dot{m}_B c_B} = \frac{W_{St}}{W_B} \quad (12)$$

$W_B$	-	Wärmewert der Bedruckstoffbahn	[W/K]
$W_{St}$	-	Wärmewert des Kühlwalzenmantels	[W/K]
$\dot{m}_{KW}$	-	Massenstrom des Kühlwalzenmantels	[kg/s]
$c_{KW}$	-	Spezifische Wärmekapazität des Kühlwalzenmantels	[J/kg K]
$\vartheta_{KW}$	-	Temperatur des Kühlwalzenmantels	[°C]

Praktische Zahlen ergeben:  $\frac{d\vartheta_B}{d\vartheta_{KW}} = \frac{7\,850 \cdot 0,006 \cdot 460}{0,1 \cdot 1\,300} = 166,7$



Die Temperaturänderung des Kühlwalzenmantels ist folglich 166,7 mal geringer als die der Bedruckstoffbahn. Die Temperatur des Kühlwalzenmantels  $\vartheta_{KW}$  kann folglich näherungsweise als konstant über dem Umfang angenommen werden. Mit dieser Vereinfachung können die Gleichungen (9) und (10) zusammengefaßt und gelöst werden.

$$\dot{m}_B c_B d\vartheta_B = -k_A (\vartheta_B - \vartheta_{KW}) dA \quad (13)$$

$$\text{mit } dA = b_B dx = b_B r_{KW} d\varphi$$

x - Koordinate in Bahnaufrichtung [m]  
 $\varphi$  - Ortswinkel [rad]

$$\frac{d\vartheta_B}{\vartheta_B - \vartheta_{KW}} = \frac{k_A b_B r_{KW}}{\dot{m}_B c_B} d\varphi; \quad (14)$$

Integration der linken Seite mit den Grenzen von  $\vartheta_{Be}$  bis  $\vartheta_{Ba}$  und der rechten Seite von 0 bis  $\beta$  ( $\beta$  = Umschlingungswinkel [rad]) ergibt:

$$\left[ \ln |\vartheta_B - \vartheta_{KW}| \right]_{\vartheta_{Be}}^{\vartheta_{Ba}} = \left[ -\frac{k_A b_B r_{KW}}{\dot{m}_B c_B} \varphi \right]_0^{\beta} \quad (15)$$

$$\ln \frac{\vartheta_{Ba} - \vartheta_{KW}}{\vartheta_{Be} - \vartheta_{KW}} = -\frac{k_A b_B r_{KW}}{\dot{m}_B c_B} \beta \quad (16)$$

Umformen von Gl. (16) und auflösen nach  $k_A$  liefert:

$$k_A = -\frac{\dot{m}_B c_B}{b_B r_{KW} \beta} \ln \frac{\vartheta_{Ba} - \vartheta_{KW}}{\vartheta_{Be} - \vartheta_{KW}} \quad (17)$$

Der Bedruckstoffmassenstrom  $\dot{m}_B$  ergibt sich nach Gl. (2).

$$\dot{m}_B = v_B m_A b_B \quad (2)$$



Damit wird Gl. (17) zu

$$k_A = - \frac{v_B \cdot m_A \cdot c_B}{r_{KW} \cdot \beta} \ln \frac{\vartheta_{Ba} - \vartheta_{KW}}{\vartheta_{Be} - \vartheta_{KW}} \quad (18)$$

## 2. Wärmetransport von der Kühlwalzenoberfläche zum Kühlmittel

Daneben ist die Wärmedurchgangszahl  $k_{KW}$  von der Kühlwalzenoberfläche zum Kühlmittel von großem Interesse, da sie ein Maß für das Wärmetransportvermögen der Kühlwalzen darstellt.

Die übertragene Wärmemenge von Kühlwalzenoberfläche zum Kühlmittel kann berechnet werden über:

$$\dot{Q} = k_{KW} A_{KW} (\vartheta_{KWm} - \vartheta_{Wm}) = k_{KW} A_{KW} \Delta\vartheta_m \quad (19)$$

Allgemein gilt für die mittlere Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta_m$  für Gegenstrom:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{(\vartheta_{KWe} - \vartheta_{Wa}) - (\vartheta_{KWa} - \vartheta_{We})}{\ln \frac{\vartheta_{KWe} - \vartheta_{Wa}}{\vartheta_{KWa} - \vartheta_{We}}} \quad (20)$$

Auch hier wird wiederum angenommen, daß die Änderung der Oberflächentemperatur  $\vartheta_{KW}$  über den Walzenumfang vernachlässigbar ist. Es ergibt sich:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\vartheta_{We} - \vartheta_{Wa}}{\ln \frac{\vartheta_{KW} - \vartheta_{Wa}}{\vartheta_{KW} - \vartheta_{We}}} \quad (21)$$

Für die übertragene Wärmemenge  $\dot{Q}$  wird der über die Bahnabkühlung berechnete Wert nach Gl. (1) eingesetzt. Hier gilt als Voraussetzung, daß die gesamte von der Bahn abgegebene Wärme in das Kühlmittel gelangt.

Daraus folgt:

$$k_{KW} = \frac{\dot{m}_B c_B (\vartheta_{Be} - \vartheta_{Ba})}{A_{KW} (\vartheta_{We} - \vartheta_{Wa})} \ln \frac{\vartheta_{KW} - \vartheta_{Wa}}{\vartheta_{KW} - \vartheta_{We}} \quad (22)$$

Die Austauschfläche ergibt sich nach Gl. (6).

$$A_{KW} = 2 \pi b_B r_{KW} \quad (6)$$

## 5 Ermittlung von Kennzahlen, Betriebsdaten und Störerscheinungen aus früheren Untersuchungen

Zu Beginn des Forschungsvorhabens wurden Recherchen bei Druckmaschinenherstellern und in Druckereien angestellt, um den Kenntnisstand auf dem Gebiet der Kühlwalzen aufzunehmen.

Dabei sollten zunächst Betriebsdaten und Störerscheinungen festgehalten werden. Dank freundlicher Unterstützung mehrerer Unternehmen wurden darüber hinaus Ergebnisse aus firmeneigenen Untersuchungen teils mündlich und in einigen Fällen auch schriftlich zur Verfügung gestellt.

Die überlassenen Meßergebnisse stammen aus Versuchen, die in der Zeit von Mitte der 70er bis Mitte der 80er Jahre durchgeführt wurden.

Die Kühlwalzen waren nahezu ausschließlich als einfache Verdrängungskörperwalzen, also mit Ringspalten ohne Leitspiralen, ausgebildet.

Die Messungen beschränkten sich zumeist auf niedrigere Geschwindigkeiten, bei denen die Ausbildung eines Luftspalts zwischen Kühlwalze und Bedruckstoff eine untergeordnete Rolle spielt. Dennoch traten häufig trocknungs- und kühlungsbedingte Probleme auf, die sich leistungsmindernd auswirkten, so daß die möglichen höheren Geschwindigkeiten der Maschinen nicht genutzt werden konnten.

### 5.1 Temperaturen

Bei der Bedruckstoffabkühlung sind im wesentlichen drei Medien beteiligt.

1. Der Bedruckstoff
2. Die Kühlwalze
3. Das Kühlmittel

Wie bereits ausgeführt, kommt auch der Luft wesentliche Bedeutung zu, wenn sich zwischen Bedruckstoff und Kühlwalze ein Luftspalt ausbildet. Die Wärme muß folglich durch drei bzw. vier Schichten transportiert werden. Der Temperaturverlauf in diesen Schichten wird durch die folgenden Größen maßgeblich beeinflußt:

1. Bedruckstoffmassenstrom und die Temperatur, mit der der Bedruckstoff in die Kühlwalzengruppe einläuft
2. Wärmetransportwiderstände zwischen Bedruckstoff und Kühlmittel
3. Kühlmittelmassenstrom und -eintrittstemperatur
4. Stoffwerte der beteiligten Materialien

### 5.1.1 Bahntemperaturen

Die Bahntemperaturen bei Austritt aus dem Trockner bzw. bei Einlauf in die Kühlwalzengruppe betrugen zwischen 115 und 190 °C, überwiegend wurden Temperaturen von 130 bis 150 °C festgestellt.

Die extrem hohe Temperatur von 190 °C war auf eine zu niedrige Anzeige des die Bahntemperatur überwachenden Infrarotthermometers ( $\vartheta = 120$  °C) zurückzuführen, woraufhin die Trocknertemperatur auf (wesentlich zu hohe) 290 °C eingestellt worden war. Die Ursache für diese Fehlanzeige des Infrarotthermometers war eine Verschmutzung der Infrarotoptik durch Mineralölkondensat.

Bei den Untersuchungen wurde einheitlich festgestellt, daß Bahntemperaturen bei Austritt aus dem Trockner von 130 bis 140 °C zu den hinsichtlich Trocknungsgrad der Farbe und Bahnrestfeuchte besten Resultaten führen. Bei niedrigen Flächendeckungsgraden und Druckfarbenbelegungen (z. B. bei Druckaufträgen, die nur Text beinhalten) sind Bahnaustrittstemperaturen von

110 bis 120 °C ausreichend.

Bei einigen Messungen war es möglich, einzelne Parameter wie Bahngeschwindigkeit, Trocknertemperatur und Kühlmitteltemperatur gesondert zu verändern und die Auswirkung auf den Kühlvorgang aufzunehmen. Insbesondere war es häufiger möglich,

1. die Kühlmittelintrittstemperatur
- und
2. die Bahngeschwindigkeit

zu variieren. Die Auswirkungen auf den Kühlvorgang zeigten sich maschinengebunden.

Der Einfluß der Kühlmitteltemperatur ist in Bild 8 dargestellt. Während eine Kühlmittelintrittstemperatur von  $\vartheta_{We} = 7\text{ °C}$  (Verlauf b) zu einer Bahnendtemperatur  $\vartheta_{Ba} = 35\text{ °C}$  führt, stellt sich bei  $\vartheta_{We} = 23\text{ °C}$  unter sonst gleichen Bedingungen ( $v_B = 3,7\text{ m/s}$ )  $\vartheta_{Ba} = 50\text{ °C}$  ein. Die Oberflächentemperaturen betragen im Fall a  $\vartheta_{KW} = 34\text{ °C}$  und im Fall b  $\vartheta_{KW} = 18\text{ °C}$ .

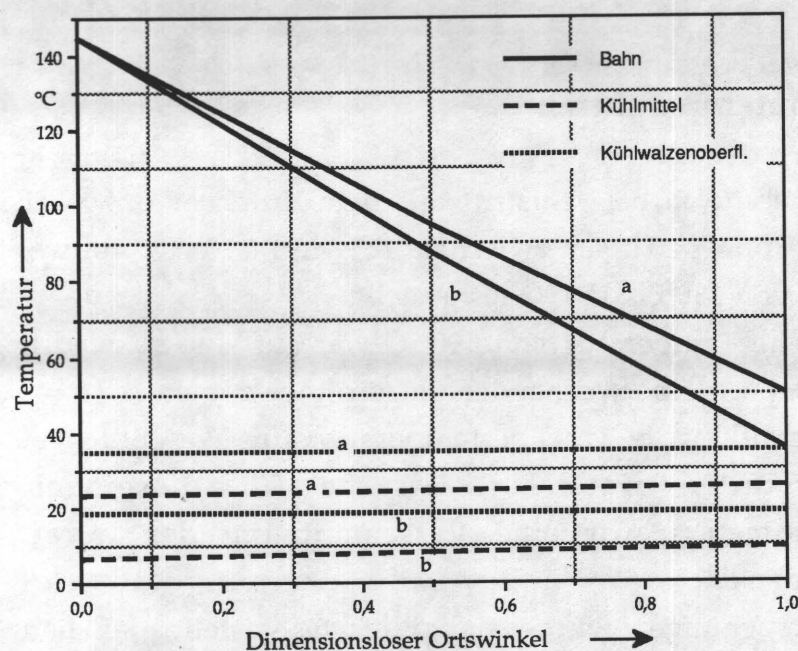


Bild 8: Bahntemperatur in Abhängigkeit vom Ortswinkel an der ersten Kühlwalze mit der Kühlmitteltemperatur als Parameter



Bild 9 zeigt die Bahntemperaturen bei einem Geschwindigkeitsverhältnis von  $v_{Ba}/v_{Bb} = 10/9$ . Die Bahntemperaturen differieren um 15 °C.

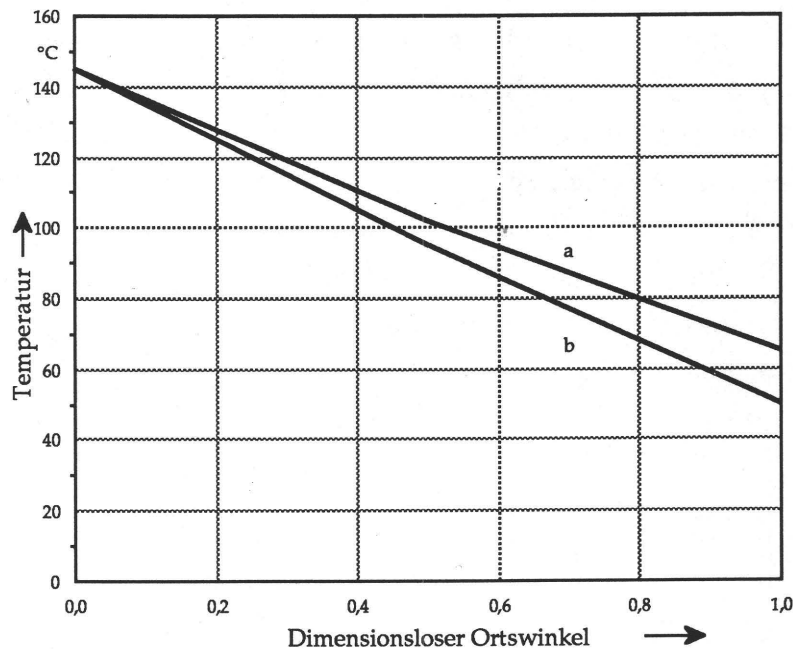


Bild 9: Bahntemperatur in Abhängigkeit vom Ortswinkel an der ersten Kühlwalze mit der Bahngeschwindigkeit als Parameter ( $v_{Ba}/v_{Bb} = 10/9$ )

### 5.1.2 Kühlwalzenoberflächentemperaturen

Die Qualität eines Rollenoffsetdruckprodukts kann bei zu hoher Kühlwalzenoberflächentemperatur durch Farbablegen beeinträchtigt werden. Hierbei treten die Schwierigkeiten besonders an der ersten Kühlwalze auf, da dort in der Regel die größte Wärmemenge abzuführen ist.

Es wurde festgestellt, daß nicht nur der Absolutwert der Kühlwalzenoberflächentemperatur entscheidend ist, sondern daß die Differenz zwischen Bahntemperatur am Kühlwalzeneinlauf und der Oberflächentemperatur eine wesentliche Rolle spielt. Ist diese Differenz zu gering, kommt es zu Farbablegen auf der Kühlwalze, wodurch weitere Farbe vom Druckprodukt gerupft wird.

Bild 10 zeigt beispielhaft für eine praxisübliche Bahntemperatur vor der ersten Kühlwalze den Verlauf der Klebneigung (Neigung der Farbe zum Ablegen

besonders auf der ersten Kühlwalze).

Die Kühlwalzenoberflächentemperatur stellt sich in Abhängigkeit der vorliegenden Wärmebelastung und den Wärmedurchgangsbedingungen ein.

Wird bei gegebenen Wärmedurchgangsbedingungen hinsichtlich Material, Geometrie und Strömungszustand die Oberflächentemperatur trotzdem zu hoch, so bleibt als Gegenmaßnahme lediglich den Umschlingungswinkel der Bahn zu reduzieren, um die Wärmeaustauschfläche und somit die Wärmebelastung zu verringern. Besonders wichtig ist diese Maßnahme, wenn bei hohen Bahngeschwindigkeiten mit Hilfe von Zusatzaggregaten (wie z. B. das "Chill-Jet") für einen guten Kontakt zwischen Bahn und Kühlwalze gesorgt wird.

Die meisten Hersteller sind bereits zu geringeren Umschlingungswinkeln an der ersten Kühlwalze übergegangen.

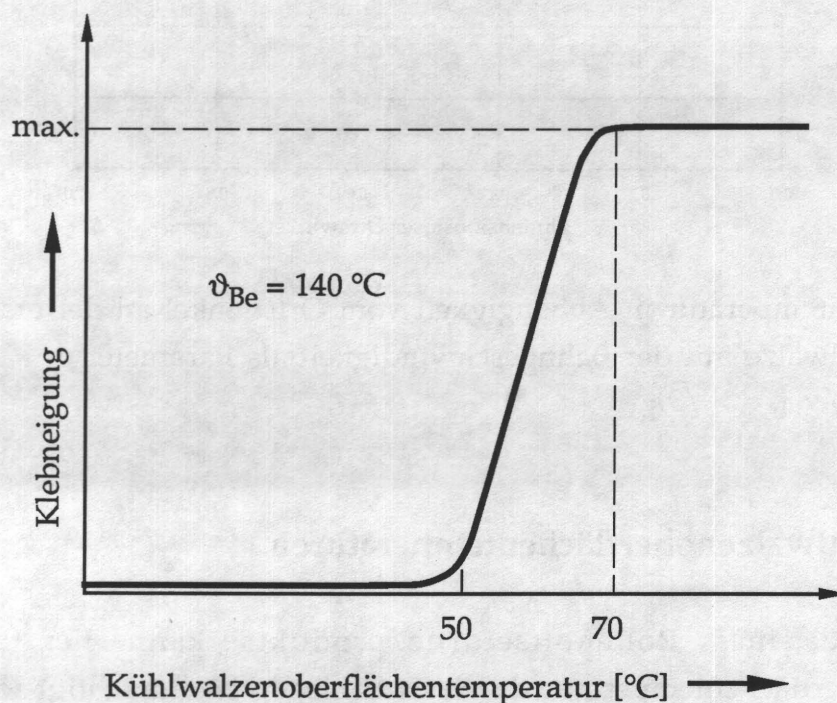


Bild 10: Neigung der Druckfarbe zum Ablegen auf den Kühlwalzen bei einer Bahneintrittstemperatur von 140 °C

### 5.1.3 Kühlmitteltemperaturen

Bis zur Mitte der 80er Jahre wurden Kühlwalzen nahezu generell mit Kühlmittel aus einer Kältemaschine mit Temperaturen um 10 °C versorgt.

Bei geringeren Wärmedurchgangszahlen bzw. großen Wärmewiderständen ist dies erforderlich, um ausreichend niedrige Kühlwalzenoberflächentemperaturen

zu erzielen.

Durch den Einsatz von Kühlwalzen mit Leitspiralen konnten die Wärmedurchgangszahlen verbessert werden. Damit wurde es möglich, mit Kühlmitteltemperaturen von mehr als 20 °C ähnlich niedrige Kühlwalzenoberflächentemperaturen zu erzielen, wie bei Walzen älterer Bauart mit Kältemaschinenwasser.

## 5.2 Wärmeströme

In allen untersuchten Fällen war die von der Bahn abgegebene Wärmemenge jeweils an der ersten Kühlwalze am größten und der insgesamt größte an einer Kühlwalze festgestellte Wärmestrom betrug  $\dot{Q} = 35 \text{ kW}$  bei einer Bahngeschwindigkeit von annähernd  $v_B = 5 \text{ m/s}$ .

In einer weiteren Untersuchung wurden die Wärmeströme der ersten drei Kühlwalzen in Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit bestimmt. Im Bereich zwischen 3 und 5 m/s trat dabei an der ersten Kühlwalze ein Maximum auf, während die Wärmeströme an der zweiten wie auch an der dritten Kühlwalze mit steigender Geschwindigkeit zunahmen (Bild 11).

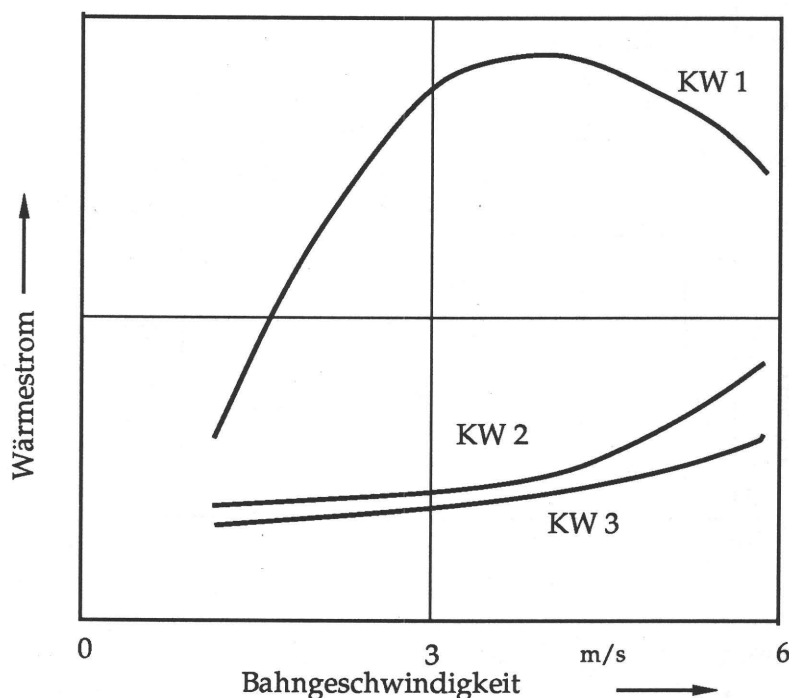


Bild 11: Wärmeströme (qualitativ) an den vorderen drei Kühlwalzen einer Kühlwalzengruppe in Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit



### 5.3 Wärmetransportkennzahlen

Bei den Untersuchungen wurde festgestellt, daß die Wärmedurchgangszahl  $k_{KW}$  zwischen Kühlwalzenoberfläche und Kühlmittel mit steigender Bahngeschwindigkeit abnimmt. Dies gilt sowohl für Kühlwalzen mit Leitspiralen als auch für Kühlwalzen mit einfachem Ringspalt.

Die Ursache dafür liegt in einer Reduzierung der Wärmeübergangszahl  $\alpha_W$  von der Kühlwalzeninnenwand und Kühlmittel, da sich die weiteren am Wärmetransport beteiligten Schichten während der Dauer eines Versuchs nicht verändern.

Die Wärmedurchgangszahlen von Leitspiralwalzen (Bild 12, Verlauf a) sind in allen Geschwindigkeitsbereichen zwei bis dreimal größer als die von Verdrängungskörperwalzen mit Ringspalten (Bild 12, Verlauf b und c).

Auch der Zustand der inneren wärmeübertragenden Fläche spielt eine wesentliche Rolle für den Wärmetransport. Während Verlauf b, Bild 12 die Wärmedurchgangszahl einer Kühlwalze ohne Foulingschicht beschreibt, stammt Verlauf c von einer baugleichen stark verschmutzten Walze.

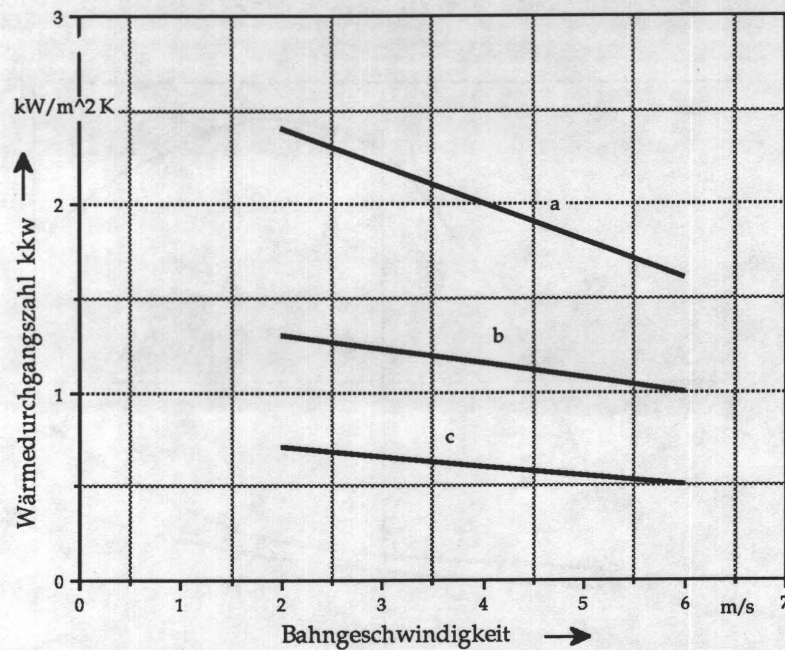


Bild 12: Wärmedurchgangszahlen  $k_{KW}$  in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit von verschiedenen Kühlwalzenausführungen

Auch die Wärmedurchgangszahl  $k_A$  vom Bedruckstoff zur Kühlwalzen-



oberfläche fällt mit steigender Geschwindigkeit. Die einzige geschwindigkeitsabhängige Größe in der Gleichung für  $k_A$  ist die Luftschichtdicke  $s_L$ . Das bedeutet, daß  $s_L$  mit zunehmender Bahn- und Kühlwalzengeschwindigkeit steigt und dadurch den Wärmedurchgang reduziert.

## 6 Experimentelle Untersuchungen an Kühlwalzensystemen

### 6.1 Voraussetzungen und Ziele der Untersuchungen

Aus der Literatur sind bislang keine Veröffentlichungen über experimentelle Untersuchungen bezüglich Temperaturen, Wärmetransportkennzahlen und Mineralölkondensation an Kühlwalzen von Rollenoffsetmaschinen bekannt. An dem mit der Durchführung des Forschungsvorhabens federführend betrauten Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren wurden deshalb Voraussetzungen geschaffen, um an Produktionsanlagen die zur Untersuchung der Wärme- und Stofftransportvorgänge in Kühlwalzengruppen von Offset-Rollenrotationsmaschinen notwendigen Meßwerte aufzunehmen und anschließend auch auszuwerten.

Sinnvolle Ergebnisse lassen sich nur in der Praxis erzielen, da der Aufwand für einen realitätsgetreuen Versuchsstand zur Ermittlung der thermischen Größen unverantwortbar groß gewesen war.

Bei Messungen an Praxismaschinen wirkt es sich nachteilig aus, daß die Bedingungen wie Bahngeschwindigkeit, Bahnzug, Art des Bedruckstoffes, Trockner- und Kühlmitteltemperaturen wie auch die Kühlwalzenumschlingungswinkel vorgegeben sind. Angesichts dieser zahlreichen Einflußgrößen, die am Wärme- und Stofftransport innerhalb einer Kühlwalzengruppe teilnehmen, konnten aussagekräftige Resultate nur über eine möglichst große Datenmenge bei gleichzeitig großer Variation einzelner Parameter erzielt werden. Solange der Einfluß der einzelnen Parameter nicht geklärt ist, sind allgemeine Aussagen aus Meßergebnissen von unterschiedlichen Anlagen - bei jeweils unverändert gehaltenen Parametern - nicht zu gewinnen.

Die experimentellen Untersuchungen dienen vornehmlich der Aufnahme von örtlichen Temperaturen und Temperaturverläufen. Aus diesen Daten konnten unter Zuhilfenahme weiterer Parameter wie Geschwindigkeiten,

Kühlmitteleintrittstemperaturen etc. Wärmeleistungen und Wärmetransportkennzahlen ermittelt werden. Die Messungen dienen weiterhin der Ermittlung fehlender Kenngrößen für die Bestätigung oder Korrektur der theoretischen Überlegungen.

Der Großteil der thermischen Meßgrößen wurde im Rahmen von zwei am IDD angefertigten Studienarbeiten (/15/ und /16/) aufgenommen.

## 6.2 Untersuchte Systeme

Es wurden an insgesamt drei Praxismaschinen über 40 Meßreihen aufgenommen.

Obwohl zwei dieser Maschinen Produktionsgeschwindigkeiten von 10 m/s und mehr zulassen, wurden sie maximal mit 8,5 m/s betrieben.

Dafür waren aber in keinem einzigen Fall die Trockner oder die Kühlwalzen verantwortlich, sondern hier standen die Falzapparate einer schnelleren Produktion entgegen.

Bild 13 zeigt die schematische Darstellung der verschiedenen Kühlwalzenstände mit den Meßpunkten in Bahnlaufrichtung. Die Systeme sind je nach vorgesehenen Betriebsbedingungen mit vier oder fünf Kühlwalzen ausgestattet. Die Kühlmittelzufuhr erfolgt bei allen Maschinen über zwei getrennte Kreisläufe, die bei Bedarf mit gleichem Kühlmittel betrieben werden können.

Dabei sind die zwei letzten Kühlwalzen und die vorderen zwei bzw. drei Kühlwalzen an je einen Kreislauf angeschlossen, so daß ein getrennter Betrieb über Kühlturm und Kältemaschine möglich ist.

Die bahnführungsmäßig aufeinanderfolgenden Kühlwalzen werden abwechselnd von Bedien- und Antriebsseite mit Kühlmittel versorgt. In Bild 14 ist stellvertretend der Kühlwalzenstand mit Kühlkreislauf von Maschine I dargestellt.

Bei den neueren Maschinen ist der Umschlingungswinkel an der ersten Kühlwalze aus den in Kapitel 5.1.2 genannten Gründen bereits auf 120 bis 140° reduziert.

Alle anderen Kühlwalzen sind mit Umschlingungswinkeln zwischen 210 °C und 240 °C ausgestattet (Ausnahme: Bild 13 b, Walzen 4 und 5). Die Walzendurchmesser  $d$  liegen zwischen 300 und 400 mm, die Breiten  $b$  der Kühlwalzen bewegen sich zwischen 1020 und 1100 mm.

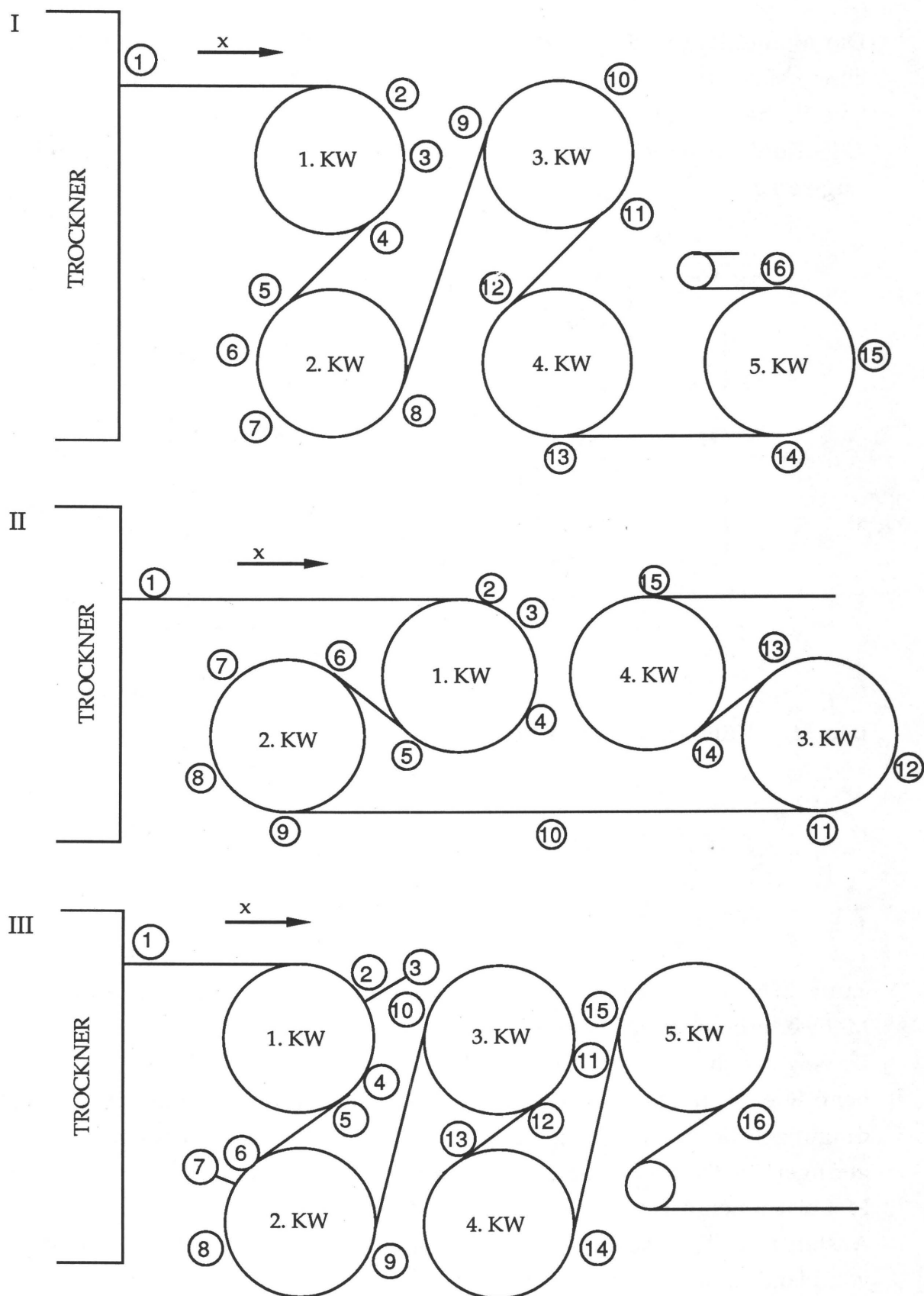


Bild 13: Kühlwalzenstände mit Meßpunkten in Bahnaufrichtung



Die Mantelflächen der Kühlwalzen sind geschliffen und hochglanzpoliert; bei einer Maschine waren die dritte bis fünfte Kühlwalze mit einer rauen Oberfläche versehen.

Alle Kühlwalzen sind einzeln angetrieben und wirken damit zusätzlich als Zugwerke.

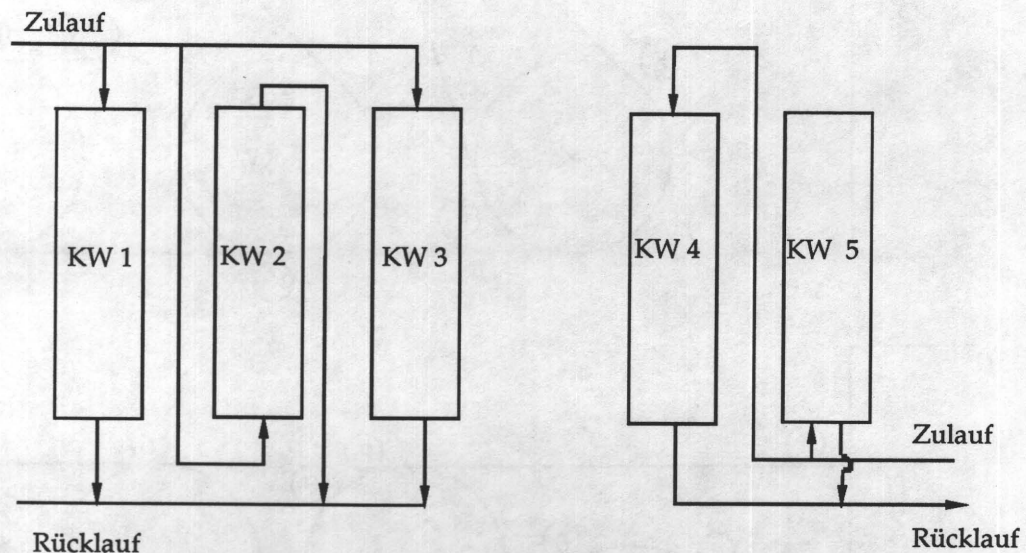


Bild 14: Kühlkreislauf von Maschine I

## 7 Meßwertaufnahme und -auswertung

### 7.1 Thermische Messungen

Zunächst war vorgesehen, einen mobilen Meßstand mit automatischer Meßwerterfassung zu errichten.

Es zeigte sich, daß der Aufwand für eine solche Anlage im Verhältnis zu der benötigten Datenmenge nicht gerechtfertigt war. Sind stationäre Betriebsbedingungen erreicht, ändern sich die zu messenden Größen nur noch in einem geringen Maße, wobei Änderungen oft kleiner als die Meßungenauigkeit der Meßinstrumente waren.

Anstatt einer Speicherung mittels Tonband oder Diskette, wurden die Meßwerte von Hand in speziell vorbereitete Protokolle eingetragen.

Bei den Messungen der thermischen Größen wurde folgendermaßen vorgegangen:



### 1. Festlegung der Meßpunkte

Die Lage der Meßpunkte ist abhängig vom konstruktiven Aufbau des Kühlwalzenständers. Stark beengte Platzverhältnisse erschwerten insbesondere die Aufnahme der Kühlwalzenoberflächentemperaturen; stellenweise waren die gewünschten Meßpunkte nicht zugänglich.

### 2. Anzahl der Messungen bestimmen

Die Beobachtung zeigt, daß sich nach einer ein- bis zweiminütigen Anlaufphase ein hinreichend stationärer Prozeß einstellt. Damit war es möglich im Rahmen einer Meßreihe mehrere Messungen durchzuführen, um auf diese Weise Meßfehler ausschließen bzw. offensichtliche Ausreißer eliminieren zu können. Für jede Meßreihe wurden 3 bis 7 Messungen durchgeführt.

### 3. Dauer der Meßintervalle

Zwischen den einzelnen Messungen lagen Zeitintervalle von 5 bis 15 Minuten.

## 7.1.1 Meßgeräte

Die Aufnahme der verschiedenen Größen wurde mittels der nachfolgend aufgelisteten Geräte durchgeführt:

#### Bahntemperaturen

- a) Handinfrarotthermometer IMPAC IE 7
- b) Stationärer IR-Thermometer IMPAC M 51

#### Kühlwalzenoberflächentemperaturen

Bügelthermometer mit Anzeigegerät der Firma Labomeß, Essen

#### Luftfeuchte und Lufttemperatur

Lufttemperaturmeßgerät IMPAC Tastotherm-HUM RP 2

#### Kühlmitteltemperatur

Temperaturfühler mit Anzeigegerät der Firma Gulton

Bahngeschwindigkeit

Ablesbar am Steuerpult der Maschine

Trocknerlufttemperatur

Ablesbar am Steuerpult der Maschine

Bahnaustrittstemperatur aus Trockner

Ablesbar am Steuerpult der Maschine, bzw. durch eigene Messung mit Infrarotthermometer bestimmt

Zusätzlich wurde der Manometer des Kühlkreislafs überwacht, um sicher von einem konstanten Kühlmittelvolumenstrom ausgehen zu können.

### 7.1.2 Aufgenommene Meßwerte

Zur Bestimmung von Temperaturverläufen, Wärmeströmen und Wärmetransportkennzahlen wurden die Bahntemperaturen, Kühlwalzentemperaturen, Kühlmitteltemperaturen und die Bahngeschwindigkeiten aufgenommen.

#### Bedruckstoffmassenstrom

Der Bedruckstoffmassenstrom ergibt sich aus dem Produkt von flächenbezogener Bedruckstoffmasse  $m_A$ , Bahnbreite  $b_B$  und Bahngeschwindigkeit  $v_B$  nach Gl. (2).

$$\dot{m}_B = m_A v_B b_B \quad (2)$$

#### Temperaturen

1. Bahntemperaturen in Bahnlaufrichtung (x-Richtung) über den gesamten Kühlwalzenständer
2. Bahntemperaturen in Breitenrichtung (y-Richtung)
3. Kühlwalzenoberflächentemperaturen
  - a) der einzelnen Kühlwalzen
  - b) über der Breite einzelner Kühlwalzen

#### 4. Kühlmitteltemperaturen an Ein- und Austritt jeder Walze

#### Umgebungsbedingungen in der Druckerei

1. Lufttemperatur
  - a) außerhalb des Kühlwalzenständers
  - b) innerhalb des Kühlwalzenständers an verschiedenen Stellen
2. Luftfeuchte
  - a) außerhalb des Kühlwalzenständers
  - b) innerhalb des Kühlwalzenständers an verschiedenen Stellen

Neben diesen permanent zu messenden Größen waren noch Kenngrößen wie Bahnweglängen (vom Trockner bis zur 4. bzw. 5. Kühlwalze), Kühlwalzendurchmesser, Umschlingungswinkel, Kühlwalzenbreite, flächenbezogene Masse und die Breite des Bedruckstoffes aufzunehmen.

#### Auswertung der Meßergebnisse

Die Auswertung umfaßt die Ermittlung folgender Größen:

1. Temperaturverläufe und deren graphische Darstellung
  - a) Bahntemperatur in Bahnaufrichtung (x-Richtung)
  - b) Bahntemperatur in Breitenrichtung (y-Richtung)
  - c) Kühlwalzenoberflächentemperatur in Breitenrichtung (y-Richtung)
2. Wärmeströme  $\dot{Q}$ 
  - a) für jeden Abschnitt des Kühlwalzenständers
  - b) insgesamt
3. Wärmedurchgangszahlen  $k_A$  von der Bahn zur Kühlwalze
4. Wärmeübergangszahl vom Bedruckstoff zur Luft im freien Zug
5. Wärmedurchgangszahlen  $k_{KW}$  für jede Kühlwalze

## 6. Gegenüberstellung der ermittelten Kenngrößen bei Variation verschiedener Parameter

Die Lage der Meßpunkte an den verschiedenen Kühlwalzenständen kann Bild 13 entnommen werden.

### 7.1.3 Temperaturverläufe

Für die Auswertung wird die in Bild 15 dargestellte Vereinbarung für die Koordinaten getroffen.

Die Bahnaufrichtung wird mit  $x$ , die Breitenrichtung mit  $y$  und die Höhen- bzw. Dickenrichtung mit  $z$  bezeichnet.

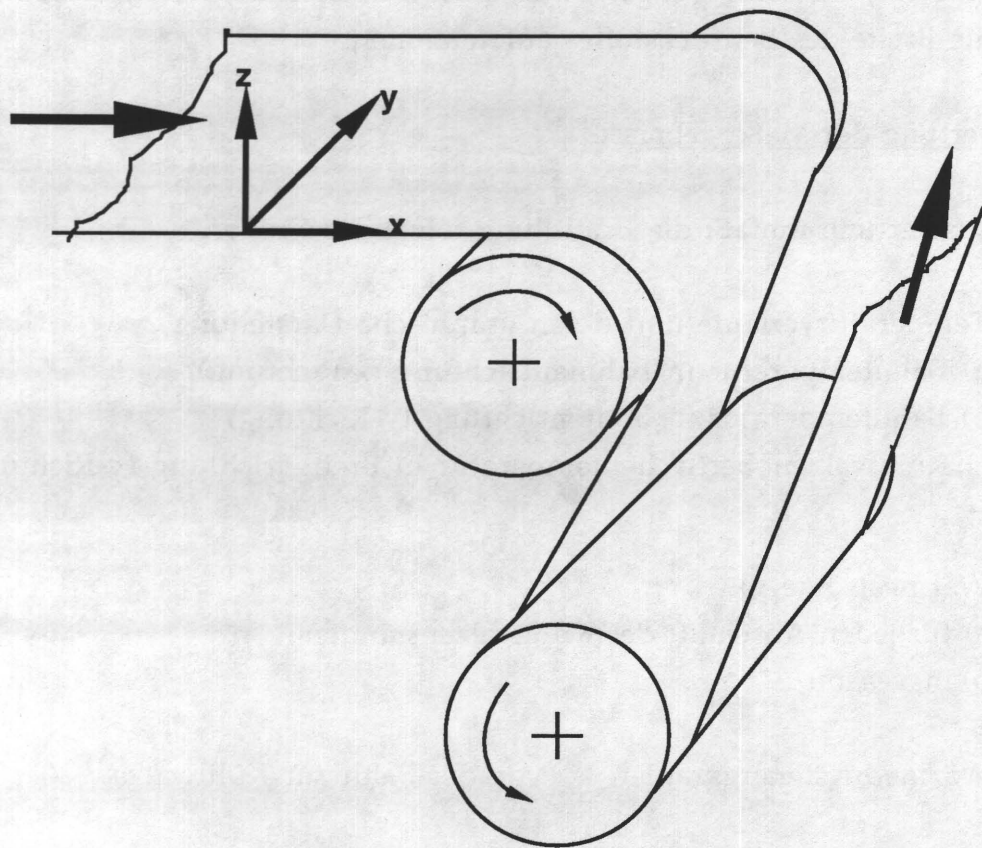


Bild 15: Koordinatenvereinbarung für die Meßauswertung

Im folgenden werden die ermittelten Temperaturverläufe graphisch dargestellt. Jede Meßreihe wird durch drei Diagramme repräsentiert.



1. Bahntemperaturverlauf in x-Richtung über den gesamten Kühlwalzenständer.
2. Bahntemperatur und Kühlwalzenoberflächentemperatur in y-Richtung an der ersten Kühlwalze
3. Bahntemperaturverlauf über den Ortswinkel  $\varphi$  an der ersten Kühlwalze.

Anhand einer Messung, bei der durchschnittliche Bedingungen vorlagen, werden im folgenden die Temperaturverläufe erläutert.

Das erste Diagramm zeigt den Temperaturverlauf in Bahnaufrichtung über den gesamten Kühlwalzenständer von Maschine I (Bild 16).

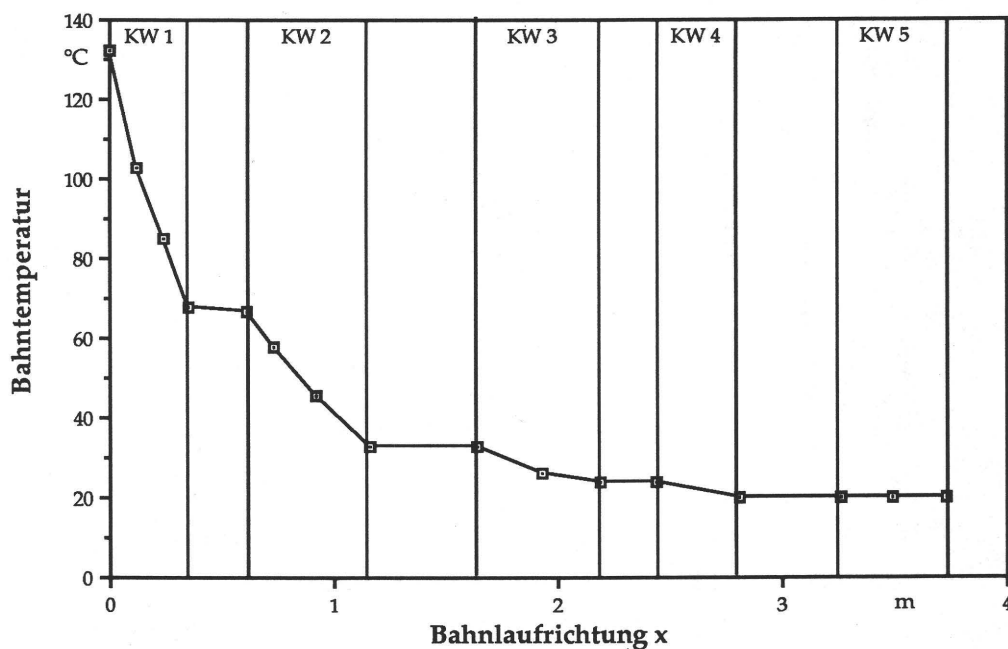


Bild 16: Bahntemperaturverlauf im Kühlwalzenständer

Folgende Feststellungen lassen sich bezüglich der Temperaturverläufe treffen:

1. In nahezu allen Fällen wurde die Bahn ausreichend abgekühlt. Lediglich bei einer Messung lag die Bahnendtemperatur bei  $\vartheta_B \geq 30^\circ\text{C}$ , was auf eine zu hohe Kühlmitteltemperatur an den letzten beiden Kühlwalzen zurückzuführen war.

Die Bahnabkühlung an den vorderen Kühlwalzen ist trotz Verwendung von Kühlturmwater, das je nach Jahreszeit Temperaturen von  $\vartheta_W = 15$  bis  $27^\circ\text{C}$  besitzt, in allen untersuchten Fällen ausreichend. Im freien Zug zwischen den Kühlwalzen kühlt die Bahn nicht wesentlich ab. Die maximal festgestellte Temperaturdifferenz liegt bei  $1^\circ\text{C}$ , meist ist jedoch kein Temperaturabfall feststellbar.

2. In Bild 17 sind die Kühlwalzenoberflächentemperatur an der jeweils ersten Kühlwalze und die Bahntemperatur direkt nach dieser Kühlwalze über der Walzenbreite (y-Richtung) dargestellt.

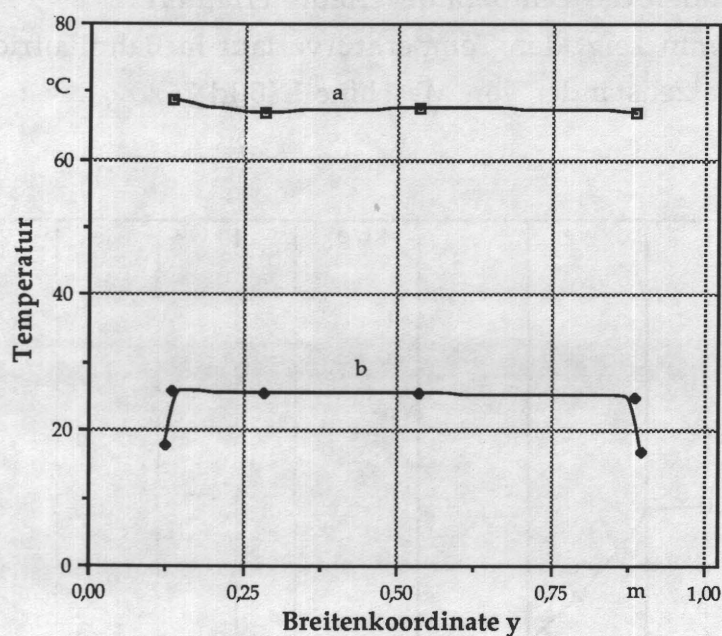


Bild 17: Kühlwalzenoberflächentemperatur (b) und Bahntemperatur (a) direkt nach der ersten Kühlwalze über die Walzenbreite

Die Kühlwalzenoberflächentemperatur liegt auch bei Kühlwalzenständen älterer Bauart und auch bei Verwendung von Kühlturmwater nahezu bei allen Messungen im unterkritischen Bereich ( $\vartheta_{\text{krit}} \geq 50^\circ\text{C}$ ). Lediglich in einem Fall wurde eine Oberflächentemperatur von  $\vartheta_{\text{KW}} = 60^\circ\text{C}$  gemessen. Bei neueren Kühlwalzensystemen sind nur geringe Änderungen der Oberflächentemperaturen der ersten Kühlwalze über der Walzenbreite festzustellen.

Die maximale Differenz liegt bei etwa  $4^\circ\text{C}$ . Bei der älteren Bauart ergeben sich dagegen Differenzen bis zu  $9^\circ\text{C}$ .

3. Die Kühlwalzenoberflächentemperaturen in nicht von der Bahn umschlungenen Randzonen liegen meist sehr nahe an der Kühlmitteltemperatur. Daraus kann geschlossen werden, daß (wie zu erwarten) die Wärme vornehmlich in z-Richtung direkt zum Kühlmittel transportiert wird.

In Bild 18 ist die Bahntemperatur über dem Ortswinkel für die erste Kühlwalze dargestellt. Der besseren Übersicht wegen, sind die Kühlwalzenoberflächentemperaturen (c) und die Kühlmitteltemperaturen (d) eingetragen, die jedoch unabhängig vom Ortswinkel sind.

Die Temperaturverläufe werden dabei an den Stützpunkten 1, 2, 3 und 4 (vgl. Bild 13) für Maschine I errechnet

- a) Regressionsanalyse und
- b) Interpolationsansatz

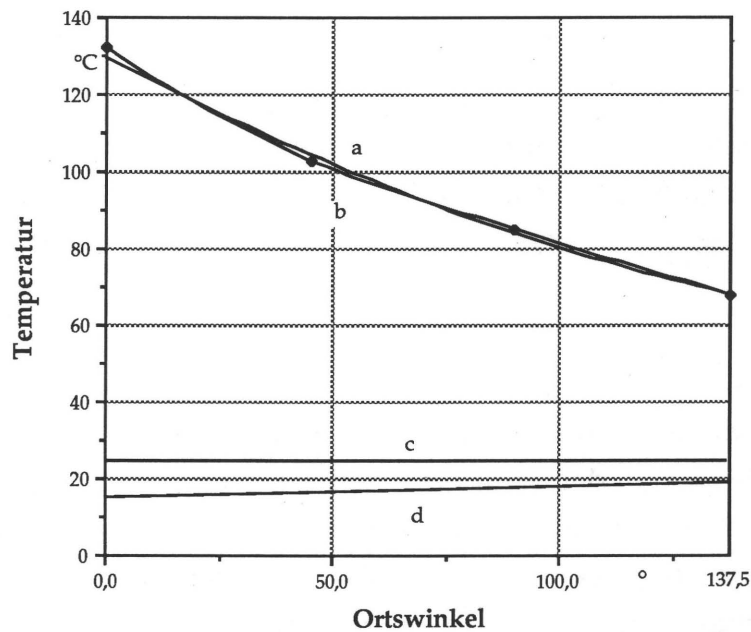


Bild 18: Temperaturverlauf an der ersten Kühlwalze als Interpolations- (b) und Regressionsfunktion (a). Ergänzend sind die Kühlwalzenoberflächentemperatur (c) und die Kühlmitteltemperatur (d) dargestellt



Regression und Interpolation werden nachstehend erläutert:

### Interpolation

Aus verschiedenen Gründen wird eine gesuchte Funktion  $y = f(x)$  häufig durch ein Polynom  $P(x)$  angenähert. Polynome sind leicht zu berechnen, da nur ganzzahlige Potenzen auftreten. Die Ableitungen und Integrale von Polynomen sind einfach zu bilden und ihrerseits wieder Polynome. Außerdem lassen sich die Nullstellen von Polynomen einfacher bestimmen als von beliebigen anderen Funktionen.

Die Interpolation ist ein mögliches Approximationsverfahren, wobei das entstehende Interpolationspolynom an den Stützstellen  $x_i$  (den Meßpunkten) mit den Funktionswerten  $y(x_i)$  (den Meßwerten) übereinstimmt. Sind also  $n+1$  Stützstellen  $x_0 < x_1 < \dots < x_n$  mit ihren dazugehörigen Funktionswerten  $y_i$  mit  $i = 0, 1, \dots, n$  in Form von reellen Zahlen gegeben, dann gibt es immer genau ein Polynom  $P_n(x)$  von höchstens  $n$ -tem Grade, so daß  $P_n(x_i) = y_i$  für  $i = 0, 1, \dots, n$ .

Dieses Polynom läßt sich mit Hilfe verschiedener Verfahren ermitteln (Newton, Lagrange). In dieser Arbeit wurde das Prinzip der Spline-Interpolation verwendet.

Die Interpolation ist gut auf die Darstellung der Bahntemperaturverläufe anwendbar, indem die Koordinaten der Meßpunkte als Stützstellen  $x_0, x_1, \dots, x_n$  verwendet werden. Der jeweils zugehörige Stützwert  $y_i$  ergibt sich dann aus dem Mittelwert der an einem Meßpunkt aufgenommenen Temperaturen.

### Regression

Eine weitere Methode, um die mathematische Funktion zu finden, durch die sich die Abhängigkeit der Funktionswerte  $y$  von den Argumenten  $x$  erklären läßt, ist die Regressionsanalyse. Der Unterschied zur Interpolation liegt grundsätzlich darin, daß die Regressionsfunktion an den Stützstellen nicht zwangsläufig durch die Stützwerte laufen muß.

In der Regel hat man aus theoretischen Überlegungen oder aus dem Ergebnis der vorgenommenen Messungen gewisse Vermutungen über die Art des funktionellen Zusammenhangs, derart etwa, daß diese Funktion bis auf unbekannte Parameter festliegt. Für die Bahntemperatur in Laufrichtung ergibt sich im umschlungenen Bereich aus der Wärmebilanz an einer Kühlwalze ein Verlauf, der durch eine Exponentialfunktion beschrieben werden kann.

Da jedoch lineare Funktionen im Vergleich zu nichtlinearen Funktionen



rechentechnisch einfacher zu handhaben sind, ist es (falls möglich) empfehlenswert, die nichtlinearen Funktionen zu linearisieren.

Die Gleichung für den Bahntemperaturverlauf lautet nach theoretischen Überlegungen:

$$\vartheta_B = a_0 e^{a_1 \beta} + \vartheta_{KW} \quad (23)$$

$$\ln (\vartheta_B - \vartheta_{KW}) = \ln a_0 + a_1 \beta \quad (24)$$

Um nun diese nichtlineare Funktion zu linearisieren, ist die folgende Koordinatentransformation notwendig:

$$\hat{Y} = \ln (\vartheta_B - \vartheta_{KW}) \quad (25)$$

$$A = \ln a_0 \quad (26)$$

$$B = a_1 \quad (27)$$

$$X = \beta \quad (28)$$

Mit dieser vorstehenden Koordinatentransformation erhält man die lineare Gleichung:

$$\hat{Y} = A + B X \quad (29)$$

Für die lineare Regressionsfunktion lassen sich die Koeffizienten A und B recht einfach mittels der linearen Einfachregression nach der Methode der kleinsten Quadrate bestimmen. Das Prinzip dieser Methode ist die Minimierung der Summe der Abweichungsquadrate SAQ:

$$SAQ = \sum_{i=1}^n e_i^2 = \sum_{i=1}^n (Y_i - \hat{Y}_i)^2 \quad (30)$$

Hierbei werden die Abweichungen  $e_i$  zwischen den gemessenen  $Y_i$ -Werten und den  $\hat{Y}_i$ -Werten der approximierten Regressionsfunktion als Residuen bezeichnet. Setzt man nun Gl. (29) in Gl. (30) ein, dann erhält man die zu minimierende

Funktion:

$$SAQ(A, B) = \sum_{i=1}^n (Y_i - A - B X_i)^2 \quad (31)$$

Da in dieser Funktion die beiden Regressionskoeffizienten die Variablen sind, handelt es sich um ein Problem der Extremwertbestimmung einer Funktion mit zwei Veränderlichen.

Die notwendigen Bedingungen lauten:

$$\frac{\partial SAQ}{\partial A} = -2 \sum_{i=1}^n (Y_i - A - B X_i) = 0 \quad (32)$$

$$\frac{\partial SAQ}{\partial B} = -2 \sum_{i=1}^n X_i (Y_i - A - B X_i) = 0 \quad (33)$$

Durch Ausmultiplizieren ergibt sich das Gleichungssystem:

$$n A + B \sum_{i=1}^n X_i = \sum_{i=1}^n Y_i \quad (34)$$

$$A \sum_{i=1}^n X_i + B \sum_{i=1}^n X_i^2 = \sum_{i=1}^n X_i Y_i \quad (35)$$

Die Auflösung des Gleichungssystems nach A und B ergibt:

$$A = \frac{\sum_{i=1}^n X_i^2 \sum_{i=1}^n Y_i - \sum_{i=1}^n X_i \sum_{i=1}^n X_i Y_i}{n \sum_{i=1}^n X_i^2 - (\sum_{i=1}^n X_i)^2} \quad (36)$$

$$B = \frac{n \sum_{i=1}^n X_i Y_i - \sum_{i=1}^n X_i \sum_{i=1}^n Y_i}{n \sum_{i=1}^n X_i^2 - (\sum_{i=1}^n X_i)^2} \quad (37)$$

Anhand der höheren partiellen Ableitungen läßt sich nachweisen, daß diese Lösung ein Minimum darstellt.

Mit  $a_0 = e^A$  und  $a_1 = B$  kann der approximierte Temperaturverlauf gemäß Gl. (23) angegeben werden.

Erwartungsgemäß stellte sich, wie in Bild 18 zu sehen, an den einzelnen Kühlwalzen ein Temperaturverlauf ein, der gut durch eine Exponentialfunktion beschrieben werden kann.

Die gute Übereinstimmung von Regressionsfunktion und entsprechender Interpolationsfunktion an den einzelnen Kühlwalzen läßt den Schluß zu, daß die getroffenen Vereinfachungen zur Ermittlung einer Regressionsgleichung zulässig sind und folglich auch bei der Berechnung der gesuchten Kennzahlen keine unzulässigen Annahmen getroffen wurden.

Des weiteren ist zu erkennen, daß im freien Zug keine wesentliche Abkühlung erfolgt, da die Wärmeübergangszahlen zwischen Bedruckstoff und Umgebungsluft in Übereinstimmung zu dem in Kapitel 7.1.4 über die Theorie berechneten Wert offensichtlich sehr klein sind.

Einzig im Bereich zwischen der zweiten und der dritten Kühlwalze konnte bei den Maschinen I und III insbesondere bei höheren Geschwindigkeiten sogar eine Erhöhung der Bedruckstoffbahntemperatur festgestellt werden.

Zwei Ursachen sind hierfür möglich:

#### 1. Aufheizung der Bedruckstoffbahn infolge Wärmestrahlung

Beispielhaft wird der erforderliche Wärmestrom für die gemessene Bahntemperaturerhöhung berechnet.

$$\dot{Q} = \dot{m}_B c_B (\vartheta_{Ba} - \vartheta_{Be}) \quad (38)$$

$$\vartheta_{Ba} - \vartheta_{Be} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad \dot{m}_B = 0,35 \text{ kg/s}$$

$$\underline{\dot{Q} = 2,3 \text{ kW}}$$

In der Folge wird anhand der Ausführungen in /13/ überprüft, ob die

Wärmestrahlung diese Wärmeleistung erbringen kann.

### Abschätzung der Wärmestrahlung

Der Wärmefluß zwischen zwei Oberflächen in beliebiger räumlicher Lage zueinander läßt sich unter Berücksichtigung wechselseitiger Reflexion berechnen.

$$\dot{Q}_{12} = \frac{C_S \epsilon_1 \epsilon_2 A_1 \varphi_{12}}{1 - (1 - \epsilon_1)(1 - \epsilon_2)\varphi_{12}\varphi_{21}} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (39)$$

Es bedeuten:

$C_S$	-	Strahlungszahl	$[5,667 \text{ W/m}^2\text{K}^4]$
$\epsilon_1, \epsilon_2$	-	Emissionskoeffizienten	
$A_1$	-	Fläche des Körpers 1	$[\text{m}^2]$
$\varphi_{12}, \varphi_{21}$	-	Einstrahlzahlen	
$T_1, T_2$	-	Temperaturen	$[\text{K}]$

Der Strahlungsaustausch zwischen Papierbahn und Umgebung ist an der ersten Kühlwalze am größten.

Eine gute Näherung zur Berechnung dieses Strahlungsaustausches läßt sich über den Modellfall Strahlung zwischen einem Zylinder und einer endlichen, parallelen Rechteckfläche erzielen.

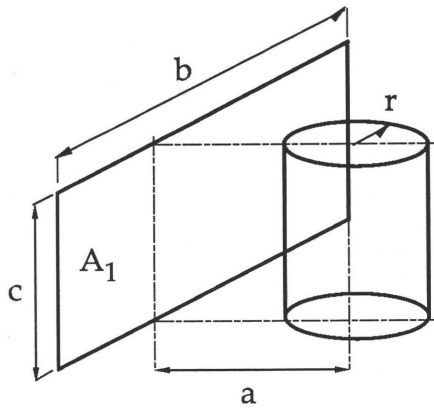
Der Zylinder modelliert hierbei die Papierbahn im umschlungenen Bereich der ersten Kühlwalze, die Rechteckfläche stellt die Papierbahn im freien Zug zwischen zweiter und dritter Kühlwalze dar.

Der Einstrahlwinkel  $\varphi_{12}$  berechnet sich zu (siehe dazu Bild 19):

$$\varphi_{12} = \frac{2}{B} \int_0^{B/2} \frac{A}{A^2 + g^2} \left( 1 - \frac{1}{\pi} \left\{ \arccos \frac{Y}{X} + \right. \right. \quad (40)$$

$$\left. \left. - \frac{1}{2C} \cdot \left[ \sqrt{X^2 + 4C^2} \arccos \left( \frac{Y}{X \sqrt{A^2 + g^2}} \right) + Y \arcsin \left( \frac{1}{\sqrt{A^2 + g^2}} \right) - \frac{\pi A}{2} \right] \right\} \right) dg$$





$$A = \frac{a}{r}, B = \frac{b}{r}, C = \frac{c}{r}$$

$$X = A^2 + C^2 + g^2 - 1$$

$$Y = -A^2 + C^2 - g^2 + 1$$

$g$  = Integrationsvariable

Bild 19: Strahlung zwischen Zylinder und paralleler Rechteckfläche nach /13/.

Durch numerische Integration läßt sich  $\varphi_{12}$  berechnen.

#### Simpsonsche Regel:

Das Integral  $F = \int_a^b f(x) dx$  läßt sich dadurch approximieren, daß die Kurve  $f(x)$  in Teilintervallen durch Parabelbögen angenähert wird. Es wird  $x_0 = a, x_n = b$  gewählt, und die Stützstellen werden grundsätzlich äquidistant  $x_{i+1} = x_i + h, i = 0, 1, \dots, n-1$  ( $h$  - Abstand zwischen zwei Stützstellen) vorausgesetzt.

Das Integral  $F$  ergibt sich zu:

$$\int_a^b f(x) dx = \frac{h}{3} [y_0 + 4y_1 + 2y_2 + 4y_3 + \dots + 2y_{2k-2} + 4y_{2k-1} + y_{2k}] \quad (41)$$

Praxisübliche Zahlen ergeben:

Mit  $a = 300 \text{ mm}; b = 450 \text{ mm}; c = 750 \text{ mm}; r = 150 \text{ mm}$

und  $n = 6$  bei  $h = 0,25$

folgt  $\varphi_{12} = 0,91$

Mit  $T_1 = 373 \text{ K}; T_2 = 303 \text{ K}; \epsilon_1 = \epsilon_2 = 0,9;$

$$A_1 = b c = 0,34 \text{ m}^2; A_2 = r c = 0,36 \text{ m}^2; \quad \varphi_{21} = \frac{A_1}{A_2} \varphi_{12} = 0,90$$

ergibt sich  $\dot{Q}_{12} = \underline{156 \text{ W}}$

Die Diskrepanz zwischen erforderlichem und theoretisch ermitteltem Wärmestrom läßt die Vermutung zu, daß Strahlung nicht die Ursache für die gemessene Aufheizung der Bedruckstoffbahn ist.

## 2. Vorliegen eines Meßfehlers

Da das verwendete Handinfrarotthermometer IMPAC IE 7 die Temperatur eines Körpers über dessen emittierte Wärmestrahlung bestimmt, ist es möglich, daß Verfälschungen durch den geringen Abstand zur ersten Kühlwalze, bei der die Wärmestrahlung relativ groß ist, auftreten. Die gemessene Temperaturerhöhung ist demnach auf einen Meßfehler zurückzuführen.

### 7.1.3.1 Vergleich von Temperaturverläufen bei Variation einzelner Parameter

An Maschine I wurden drei Messungen mit unterschiedlichen Bahngeschwindigkeiten unter unveränderter Beibehaltung aller übriger Parameter vorgenommen. Bild 20 zeigt die Bahntemperatur an der jeweils ersten Kühlwalze für  $v_{B1} = 2,7 \text{ m/s}$ ,  $v_{B2} = 4,4 \text{ m/s}$  und  $v_{B3} = 7,5 \text{ m/s}$ .

Der Bahntemperaturverlauf im gesamten Kühlwalzenständer ist in Bild 21 enthalten. Bei der größten Geschwindigkeit wurde eine Bahnaustrittstemperatur aus dem Kühlwalzenständer von  $\vartheta_B = 33 \text{ °C}$  gemessen.

Bei den drei Messungen wurde an allen Kühlwalzen Kühlturmwater mit Eintrittstemperaturen von  $\vartheta_{We} = 15 \text{ °C}$  verwendet.

Um die Bahn auf Raumtemperatur abzukühlen, wäre an den letzten zwei Kühlwalzen der Einsatz von Kältemaschinenwater erforderlich gewesen.

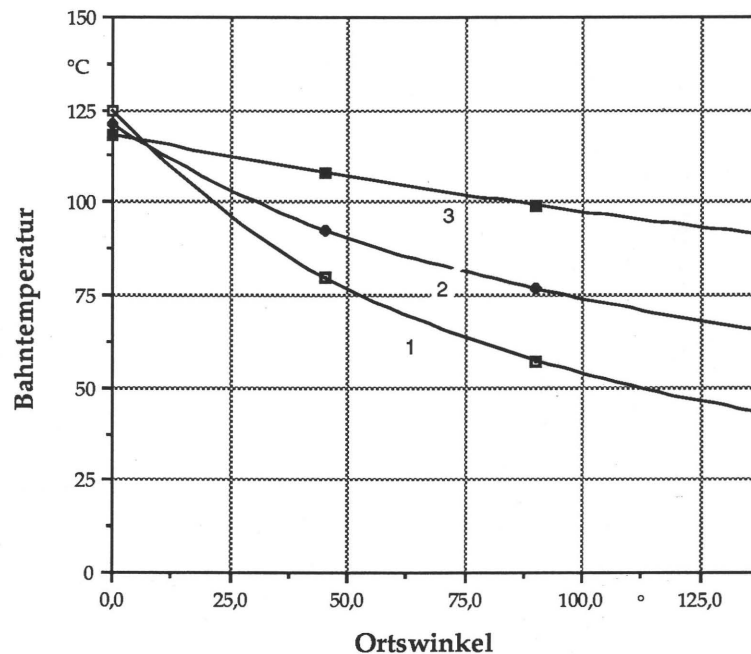


Bild 20: Bahntemperatur an der ersten Kühlwalze bei verschiedenen Bahngeschwindigkeiten ( $v_{B1} = 2,7$  m/s,  $v_{B2} = 4,4$  m/s,  $v_{B3} = 7,5$  m/s)

In Bild 22 sind die Kühlwalzenoberflächentemperatur an der ersten Kühlwalze und die Bahntemperatur direkt nach der ersten Kühlwalze in Breitenrichtung dargestellt.

Für diesen Kühlwalzentyp sind die Verläufe sehr gleichmäßig. Auffällig ist, daß trotz unterschiedlicher Wärmebelastung bei den verschiedenen Geschwindigkeiten die Kühlwalzenoberflächentemperaturen annähernd gleiche Werte annehmen.

Lediglich bei  $v_{B2} = 4,4$  m/s liegt diese Temperatur 1 °C höher als in den zwei anderen Fällen.

Die niedrigste aufgenommene Kühlmitteltemperatur bei allen durchgeführten Messungen lag bei 12,5 °C. Trotz Verwendung von Kühlturmwater an den vorderen zwei bis drei Kühlwalzen wurden die Bahnen mit Ausnahme eines Falles (Bild 21, Verlauf 3) auf 20 °C und weniger abgekühlt.

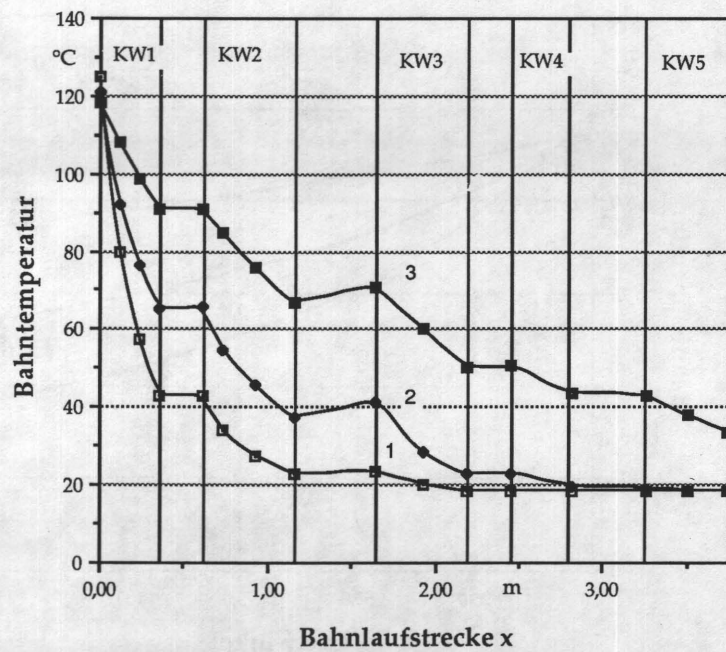


Bild 21: Bahntemperatur in Bahnlaufrichtung im gesamten Kühlwalzen-  
 ständer ( $v_{B1} = 2,7 \text{ m/s}$ ,  $v_{B2} = 4,4 \text{ m/s}$ ,  $v_{B3} = 7,5 \text{ m/s}$ )

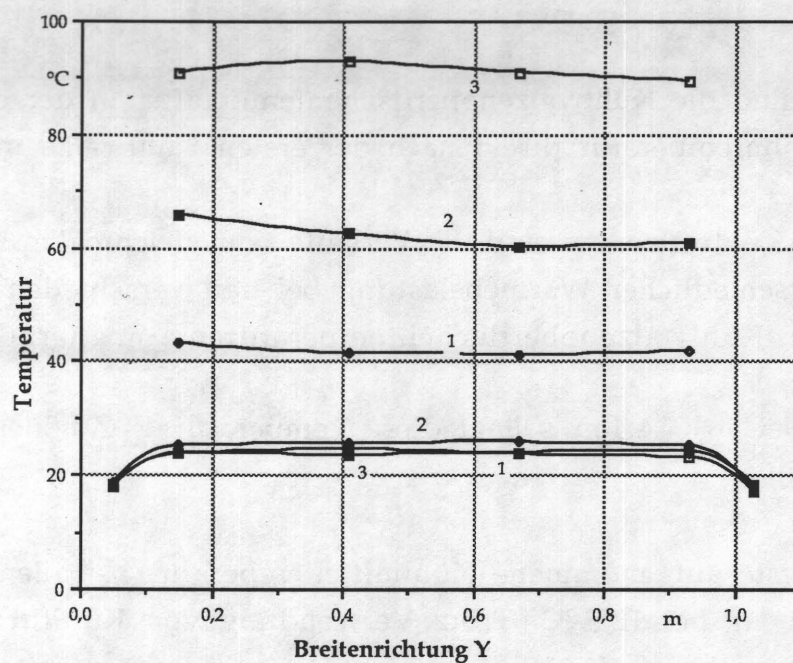


Bild 22: Kühlwalzenoberflächentemperatur und Bahntemperatur in Breiten-  
 richtung an der ersten Kühlwalze ( $v_{B1} = 2,7 \text{ m/s}$ ,  $v_{B2} = 4,4 \text{ m/s}$ ,  
 $v_{B3} = 7,5 \text{ m/s}$ )



Bei den sich einstellenden Kühlwalzenoberflächentemperaturen muß zwischen älteren und neueren Kühlwalzensystemen unterschieden werden.

An der ersten Kühlwalze des älteren Systems wurde bei einer Kühlmittel-eintrittstemperatur von  $\vartheta_{We} = 25\text{ °C}$  an der ersten Kühlwalze eine Oberflächen-temperatur von  $\vartheta_{KW} = 60\text{ °C}$  festgestellt. Trotzdem konnte weder eine Beeinträchtigung der Produktqualität noch ein Farbablegen auf dieser Kühlwalze festgestellt werden. Die Bahneintrittstemperatur lag bei  $\vartheta_{Be} = 165\text{ °C}$  und damit die Differenz zwischen  $\vartheta_{Be}$  und  $\vartheta_{KW}$  bei  $105\text{ °C}$ .

Durch dieses Resultat werden die in Kapitel 5.1.2 wiedergegebenen Beobachtungen bestätigt, daß bei einer hinreichend großen Differenz zwischen Bahneintrittstemperatur und Kühlwalzenoberflächentemperatur kein Farbablegen in der Kühlwalzengruppe auftritt.

#### 7.1.4 Wärmeströme

Die durch den Kühlwalzenständer abzuführende Wärmemenge berechnet sich gemäß Gl. (1), Kapitel 4.1.

Die Wärme kann mittels dreier Mechanismen transportiert werden.

1. Wärmeleitung in die Kühlwalze
2. Wärmetransport infolge Konvektion an die Luft
3. Strahlungsaustausch zwischen Bedruckstoff und Umgebung

An der ersten Kühlwalze, die in der Regel am stärksten wärmebelastet ist, wurden Wärmeströme zwischen 15 und annähernd 60 kW festgestellt.

Wie in Kapitel 7.1.3 dargestellt, ist der durch Strahlung abgegebene Wärmestrom gering und somit bezogen auf den Gesamtwärmestrom vernachlässigbar.

Der Wärmetransport infolge Konvektion ist für die erste Kühlwalze wegen der hohen Bahntemperatur am größten zu vermuten und soll im folgenden abgeschätzt werden.

Näherungsweise läßt sich die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  an der ersten Kühlwalze über die Nusselt-Beziehung für eine längsangeströmte, ebene Platte berechnen, deren Länge gleich dem von der Bahn umschlungenen Kühlwalzenbogen ist.

Die mittlere Nusseltzahl berechnet sich nach /17/:

$$\text{Nu}_m = \frac{\alpha_m l}{\lambda} = 0,664 \text{ Re}_l^{0,5} \text{ Pr}^{0,33} \quad (42)$$

für  $\text{Re}_l < 5 \cdot 10^5$

Es bedeuten:

$\text{Re}_l$	-	Reynoldszahl	$= w l / \nu$
$\text{Pr}$	-	Prandtlzahl	$= \nu / a$
$l$	-	Länge der Platte	[m]
$\lambda$	-	Wärmeleitfähigkeit	[W/m K]
$\nu$	-	Kinematische Viskosität	[m <sup>2</sup> /s]
$a$	-	Temperaturleitzahl	[m <sup>2</sup> /s]

Die Stoffwerte werden bei einer mittleren Temperatur  $\vartheta_m$

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_{Bm} + \vartheta_L}{2} \quad (43)$$

eingesetzt.

Aus Gl. (42) folgt:

$$\alpha_m = \frac{\lambda}{0,664 \text{ Re}_l^{0,5} \text{ Pr}^{0,33} l} \quad (44)$$

Mit den praxisüblichen Zahlen

$$\vartheta_{Bm} = 100 \text{ °C}; \quad \vartheta_L = 40 \text{ °C}; \quad v_B = 8 \text{ m/s}; \quad l = 0,4 \text{ m} \quad \text{folgt:}$$

$$\vartheta_m = 70 \text{ °C}; \quad \text{Re}_l = 1,6 \cdot 10^5; \quad \text{Pr} = 0,7085; \quad \lambda = 0,0292 \text{ W/m K}$$

$$\alpha_m = 17,5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Mit einer Bahnbreite von  $b_B = 1 \text{ m}$  ergibt sich ein Wärmestrom von

$$\dot{Q}_K = \alpha_m A (\vartheta_{Bm} - \vartheta_L) = \underline{420 \text{ W}}$$

Zusammenfassend läßt sich also feststellen, daß bei Wärmeströmen von 15 bis 60 kW an der ersten Kühlwalze die Wärmeabgabe der Bahn infolge Strahlung und Konvektion vernachlässigbar ist. Vereinfachend wird nachstehend angenommen, daß die gesamte von der Bahn abgegebene Wärmemenge durch den Kühlwalzenmantel an das Kühlmittel übertragen wird.

Gestützt wird diese Annahme zusätzlich dadurch, daß bei den Messungen im freien Zug, wo beide Bahnseiten als Wärmeaustauschflächen zur Verfügung stehen, keine bzw. nur sehr geringe Bahnabkühlungen festzustellen sind.

Nach den obigen Abschätzungen liegt der durch diese Vereinfachungen entstehende Fehler bei insgesamt 2 %.

Nachstehend wird der durch die Meßungenauigkeit der Meßgeräte verursachte Fehler abgeschätzt.

Die Gleichungen für den relativen Größtfehler leiten sich wie folgt ab:

Für ein Produkt von Meßgrößen

$$F = x^{\pm a} y^{\pm b} \dots \quad (45)$$

lautet die Gleichung für den relativen Größtfehler

$$\frac{\Delta F}{F} = \pm \left( \left| a \frac{\Delta \bar{x}}{\bar{x}} \right| + \left| b \frac{\Delta \bar{y}}{\bar{y}} \right| + \dots \right) \quad (46)$$

Angewendet auf die von der Bahn abgegebene Wärmemenge

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_B c_B (\Delta \vartheta_B) \quad (47)$$

und auf die vom Kühlmittel aufgenommene Wärmemenge

$$\dot{Q}_W = \dot{m}_W c_W (\Delta \vartheta_W) \quad (48)$$

wobei - wie gezeigt - mit guter Näherung  $\dot{Q}_B = \dot{Q}_W = \dot{Q}$  anzusetzen ist, ergibt sich zunächst in allgemeiner Form:

$$\frac{\Delta \dot{Q}}{\dot{Q}} = \pm \left[ \left| \frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} \right| + \left| \frac{\Delta c}{c} \right| + \left| \frac{\Delta (\Delta \vartheta)}{\Delta \vartheta} \right| \right] \quad (49)$$

Es bietet sich an, im folgenden mit relativen Faktoren zu rechnen.

Gl. (49) angewendet auf Gl. (47) führt mit

$$\begin{aligned} \left| \Delta \dot{m}_B / \dot{m}_B \right| &= 0,2 \%, \\ \left| \Delta c_B / c_B \right| &= 0 \text{ und} \\ \left| \Delta (\Delta \vartheta_B) / (\Delta \vartheta_B) \right| &= 8 \% \quad (\text{bei } \Delta (\Delta \vartheta_B) = 5^\circ \text{C und } \Delta \vartheta_B = 60^\circ \text{C}) \end{aligned}$$

auf:

$$\Delta \dot{Q}_B / \dot{Q}_B \approx \pm 8 \%$$

und Gl. (49) angewendet auf Gl. (48) bringt mit

$$\begin{aligned} \left| \Delta \dot{m}_W / \dot{m}_W \right| &= 1 \%, \\ \left| \Delta c_W / c_W \right| &= 0 \text{ und} \\ \left| \Delta (\Delta \vartheta_W) / (\Delta \vartheta_W) \right| &= 6 \% \quad (\text{bei } \Delta (\Delta \vartheta_W) = 0,1^\circ \text{C und } \Delta \vartheta_B = 1,75^\circ \text{C}): \end{aligned}$$

$$\Delta \dot{Q}_W / \dot{Q}_W \approx \pm 7 \%$$

Beide Abschätzungen führen auf annähernd gleiche Fehlergrößen, so daß insgesamt mit  $\Delta \dot{Q} / \dot{Q} \approx \pm 8 \%$  gerechnet werden muß.

Die experimentelle Ermittlung der vom Kühlmittel aufgenommenen Wärmeströme läßt also, wegen  $\Delta \dot{Q} / \dot{Q} \approx \pm 8 \% > (\dot{Q}_{12} + \dot{Q}_K) / \dot{Q}_B$ , keine genauen Aussagen über die Wärmeanteile, die durch Strahlung und Konvektion von der Bahn abgegeben werden, zu.



Auch die Verifikation einer Theorie zum Wärmeübergang in Spiralmantelwalzen in Abhängigkeit aller Einflußgrößen ist auf der Basis von Messungen an Praxismaschinen nicht möglich.

Auf den Einbau von Volumenstrommessern wird deshalb verzichtet.

Es wurde lediglich der Druck im Kreislauf überwacht, um festzustellen, ob der Kühlmittelvolumenstrom konstant ist.

#### 7.1.4.1 Vergleich der Wärmeströme bei Variation einzelner Parameter

Aus den in Kapitel 7.1.3.1 erläuterten Messungen läßt sich auch der Einfluß der Bahngeschwindigkeit auf die übertragene Wärmemenge ermitteln.

In Bild 23 sind die aus der Abkühlung des Bedruckstoffes an den vorderen zwei Walzen bestimmten Wärmeströme dargestellt.

Zusätzlich ist der Gesamtwärmestrom  $\dot{Q}_{\text{ges}} = \dot{m}_B c_B (\vartheta_{Be} - 20^\circ\text{C})$ , der von der Kühlwalzengruppe abzuführen ist, für die drei Geschwindigkeiten eingezeichnet.

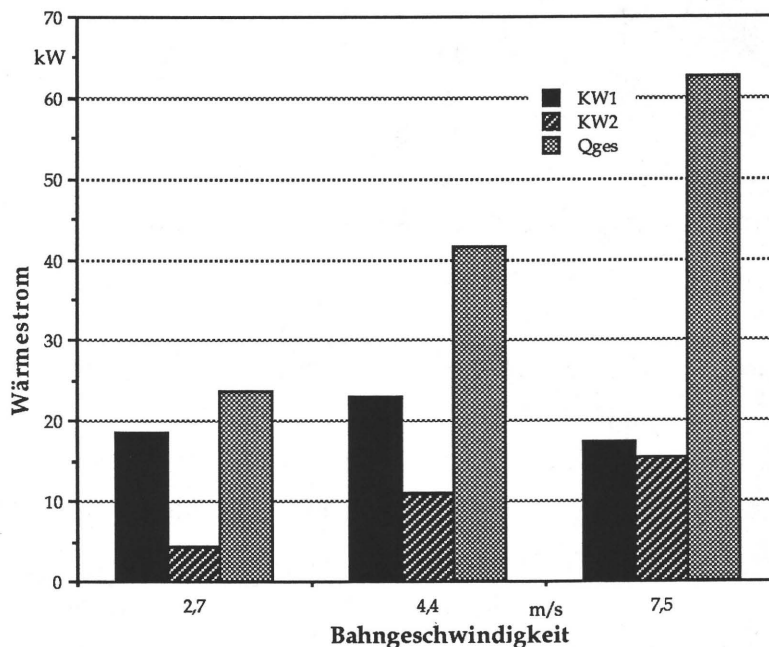


Bild 23: Wärmeströme an den vorderen zwei Kühlwalzen in Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit

Da die untersuchten Kühlwalzen unterschiedliche Umschlingungswinkel aufweisen, wird zusätzlich die auf die umschlungene Fläche  $A_A$  bezogene Wärmestromdichte  $\dot{q}_A$  (Bild 24) zum Vergleich herangezogen.

Diese Ergebnisse lassen folgende Schlüsse zu:

1. Der Wärmestrom an der ersten Kühlwalze besitzt ein ausgeprägtes Maximum, das im vorliegenden Fall zwischen  $v_B = 3$  und  $5$  m/s liegt.

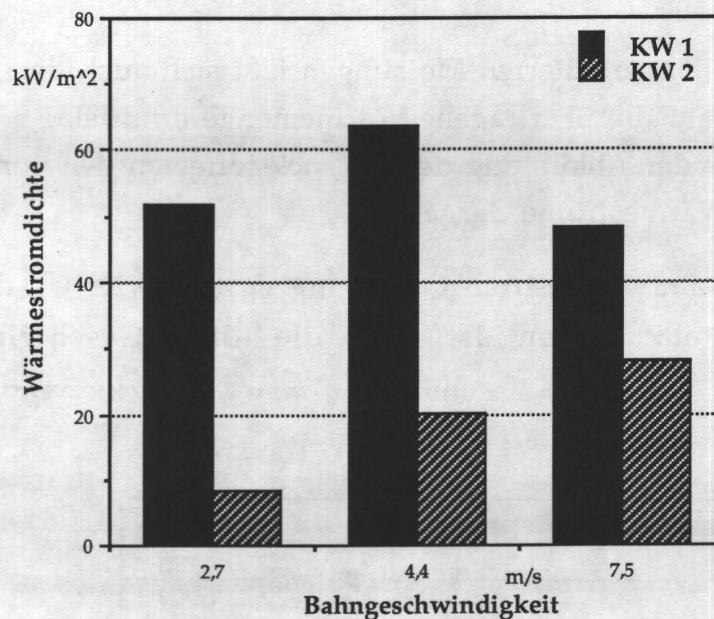


Bild 24: Wärmestromdichte  $\dot{q}_A$  in Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit an den vorderen zwei Kühlwalzen

Diese Feststellung bestätigt die früheren Untersuchungen (siehe Kapitel 5.2).

Gleichbleibende Wärmedurchgangsbedingungen würden die übertragene Wärmemenge gegen einen Grenzwert streben lassen (siehe auch Kapitel 8.1) und zu keiner Abnahme der übertragenen Wärmemenge führen. Es ist folglich ein Abnehmen der Wärmedurchgangszahl mit wachsender Geschwindigkeit anzunehmen.

2. Der Wärmestrom an der zweiten Kühlwalze nimmt im untersuchten Bereich ständig zu, bleibt jedoch unter der der ersten Kühlwalze.

Hier ist zu vermuten, daß die Wärmeleistungskapazität der zweiten Kühlwalze nicht voll ausgeschöpft wird. Analog zur ersten Kühlwalze ist auch hier zu erwarten, daß der Verlauf der übertragenen Wärmemenge über der Bahngeschwindigkeit ein charakteristisches Maximum zeigt.

3. Bedingt durch das geringere Temperaturgefälle zwischen Bahn und Kühlmittel stellt sich an der zweiten Kühlwalze eine geringere Wärmestromdichte  $\dot{q}_A$  als an der ersten Kühlwalze ein. Der größere Umschlingungswinkel führt jedoch zu einem nahezu gleichgroßen Wärmestrom  $\dot{Q}$  bei der höheren beobachteten Bahngeschwindigkeit.

Bild 25 veranschaulicht die Verteilung der Wärmeströme auf die einzelnen Kühlwalzen. Mit zunehmender Geschwindigkeit werden die Walzen gleichmäßiger ausgelastet.

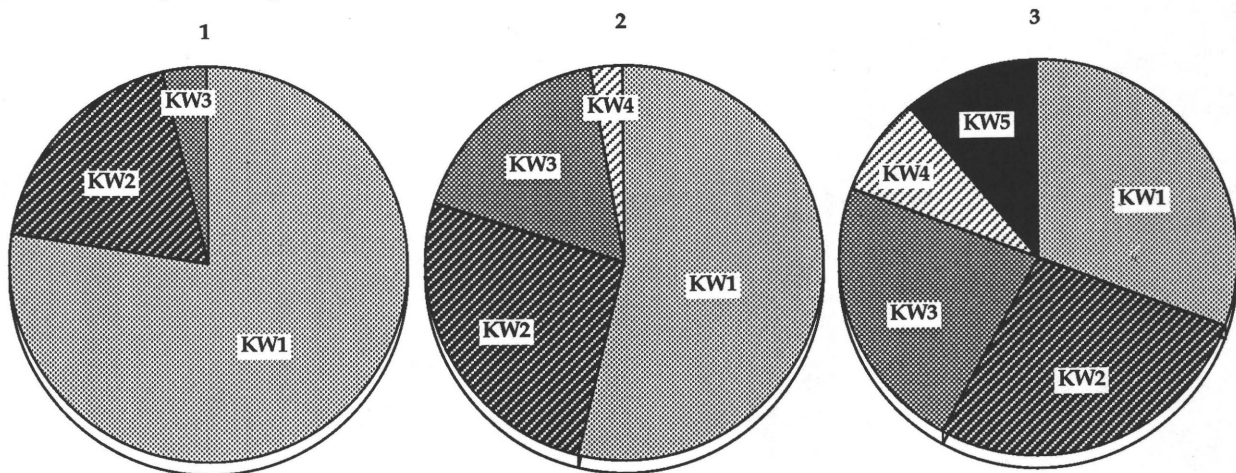


Bild 25: Verteilung der Wärmeströme auf die einzelnen Kühlwalzen bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten

### 7.1.5 Wärmetransportkennzahlen

Die Ermittlung der Wärmetransportkennzahlen  $k_A$  und  $k_{KW}$  erfolgt nach den in Kapitel 4.2 hergeleiteten Gleichungen (18) und (22).

Beim Vergleich der verschiedenen Kühlwalzensysteme fällt auf, daß die Wärmedurchgangszahlen  $k_{KW}$  auf der Kühlwalzeninnenseite bei den neueren Systemen um einen Faktor 2 bis 3 höher liegen als bei den untersuchten älteren Systemen.



### 7.1.5.1 Vergleich der Wärmetransportkennzahlen bei Variation einzelner Parameter

Die Wärmedurchgangszahlen  $k_{KW}$  von der Kühlwalzenoberfläche zum Kühlmittel bewegen sich bei den Messungen zwischen  $k_{KW} = 1500$  und  $6000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ , während die Wärmedurchgangszahlen  $k_A$  auf der Außenseite Werte zwischen  $k_A = 600$  und  $1800 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  annehmen.

Die in früheren Untersuchungen festgestellte Abnahme von  $k_{KW}$  mit steigender Geschwindigkeit tritt auch hier auf. Die Wärmedurchgangszahlen von Messung 1 und Messung 3 differieren jedoch lediglich um 12 % (Bild 26), wohingegen bei älteren Kühlwalzensystemen die Abnahme von  $k_{KW}$  bei vergleichbaren Geschwindigkeitsänderungen bis zu 50 % beträgt.

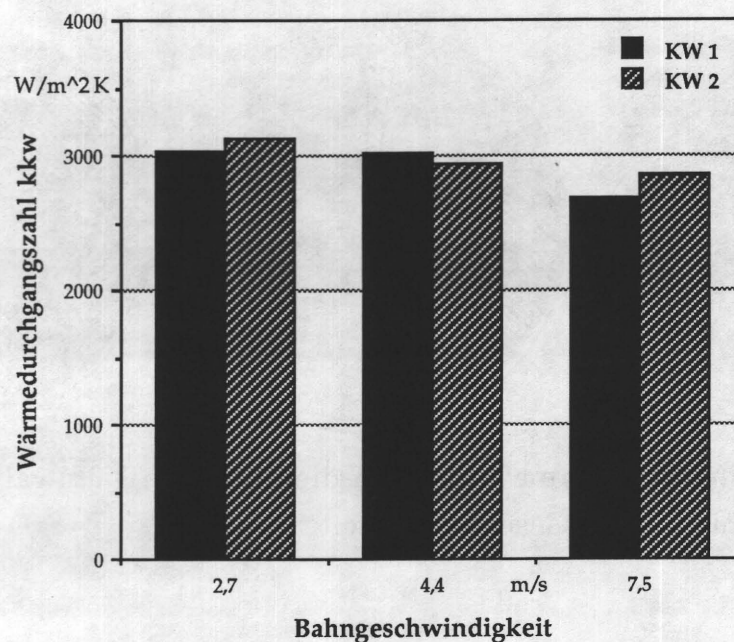


Bild 26: Wärmedurchgangszahl  $k_{KW}$  von der Kühlwalzenoberfläche zum Kühlmittel an der ersten und zweiten Kühlwalze bei verschiedenen Bahngeschwindigkeiten

Die Wärmedurchgangszahl vom Bedruckstoff zum Kühlmittel  $k_A$  nimmt dagegen mit steigender Geschwindigkeit sehr viel stärker ab (Bild 27). Daraus kann auf das Anwachsen eines Wärmewiderstandes geschlossen werden, der aus einer größer werdenden Luftschicht besteht.



Es wird vermutet, daß die Wärmedurchgangszahl  $k_{KW}$  mit steigender Kühlmitteltemperatur wächst, da die Viskosität des Kühlmittels abnimmt und dadurch die Reynoldszahl und somit der Turbulenzgrad zunehmen.

In Bild 28 sind die Wärmedurchgangszahlen  $k_{KW}$  von vier Messungen an zwei verschiedenen Kühlwalzen in Abhängigkeit von der Kühlmitteltemperatur dargestellt. Die jeweils an einer Kühlwalze erzielten Resultate sind der besseren Übersicht wegen durch eine Gerade miteinander verbunden. Es zeigt sich, daß durchweg mit steigenden Kühlmitteltemperaturen auch die Wärmedurchgangszahlen  $k_{KW}$  zunehmen.

Dies bedeutet, daß bei Verwendung eines wärmeren Kühlmittels die übertragene Wärmemenge infolge des geringeren Temperaturgefälles zwischen Bahn und Kühlmittel zwar abnimmt, aber diese Reduzierung des Wärmestromes fällt günstiger aus als bei der Errechnung mit einer gleichbleibenden Wärmedurchgangszahl. Die Bahnabkühlung war in allen untersuchten Fällen jedoch ausreichend.

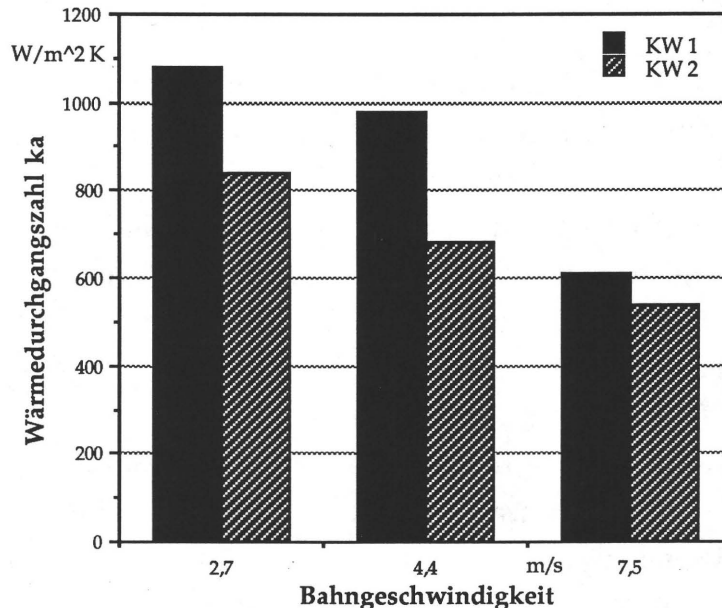


Bild 27: Wärmedurchgangszahl  $k_A$  zwischen Bedruckstoff und Kühlwalzenoberfläche in Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit

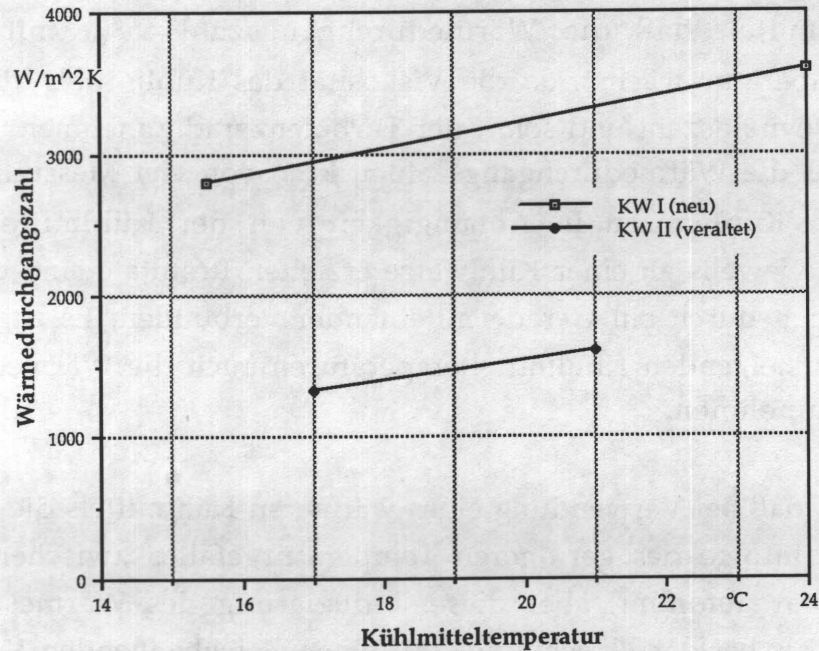


Bild 28: Wärmedurchgangszahl  $k_{KW}$  in Abhängigkeit von der Kühlmitteltemperatur an zwei verschiedenen Kühlwalzen

## 7.2 Messungen zum Luftspalt

Zur Überprüfung der theoretischen Ansätze wurden erste Messungen über die Höhe des Luftspaltes zwischen Bahn und Walze an Praxismaschinen vorgenommen.

Nach den bisherigen Kenntnissen liegt die maximale Spalthöhe bei etwa 200  $\mu\text{m}$ . Die Untersuchungen in der Praxis erfordern zerstörungsfreie bzw. berührungsfreie Meßmethoden. Bei den Messungen im Rahmen dieses Forschungsvorhabens wurde ein Lasersensor eingesetzt, dessen Funktionsprinzip in Bild 29 dargestellt ist.

Nach der Theorie ist die Luftspalthöhe neben der Bahngeschwindigkeit von der Bahnzugspannung, dem Walzenradius und der Beschaffenheit der beteiligten Stoffe und Materialien (Viskosität der Luft, Oberflächenrauigkeit von Bedruckstoff und Walze, Porosität des Bedruckstoffes) abhängig.

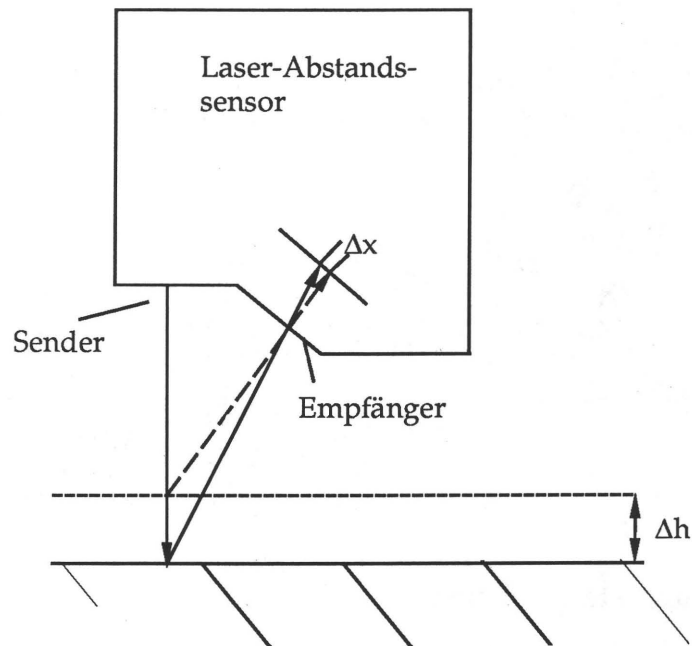


Bild 29: Funktionsprinzip des Lasersensors

Der Spalt wird über die "Rückseite" des Bedruckstoffes gemessen, d. h. der Sensor wird über dem umschlungenen Bereich der Walze angeordnet und mißt den Abstand zum Papier einmal bei Maschinenstillstand und einmal bei Laufgeschwindigkeit. Die Differenz entspricht der Luftspaltdicke.

Die systematische Untersuchung des Luftspaltes zwischen Walze und Bedruckstoff ist an Praxismaschinen kaum möglich. Deshalb ist für weitere Untersuchungen der Bau eines Versuchsstandes vorgesehen, dessen schematischen Aufbau Bild 30 zeigt.

An diesem Versuchsstand lassen sich Parameter bis hin zu extremen Betriebsbedingungen überschaubar variieren.

Die Bahnzugkraft kann mittels Bahnzugmeßwalze bestimmt werden und die Höhe des Luftspaltes zwischen Bahn und Kühlwalze läßt sich sowohl über den Umfang als auch über die Breite der Kühlwalze messen.

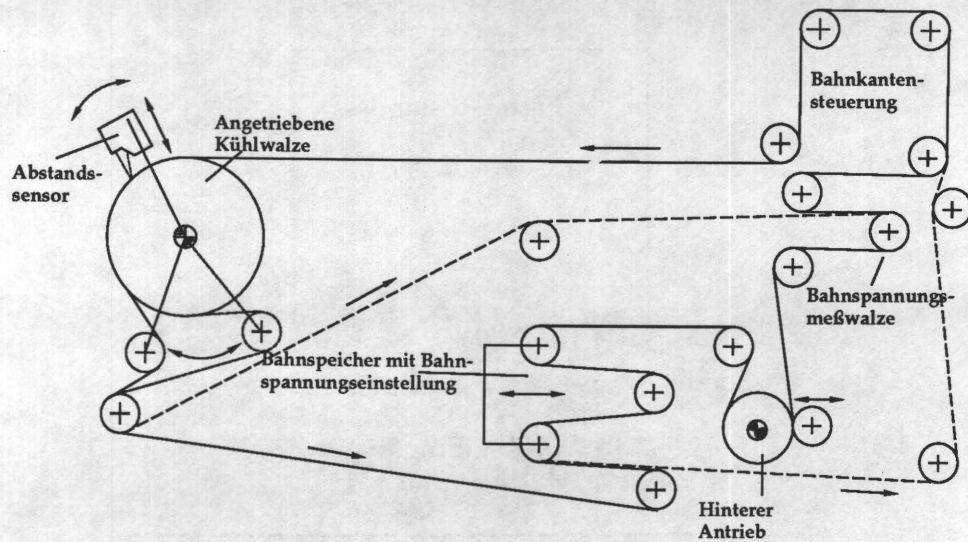


Bild 30: Versuchsstandschemata

Um jedoch erste Anhaltspunkte über die in der Praxis gegebenen Luftspalte zu erhalten, wurden erste Messungen in der Praxis unter den jeweils vorliegenden Bedingungen durchgeführt.

Der Lasersensor wurde an einer eigens für diese Messung hergestellte Halterung befestigt, die neben der untersuchten Maschine aufgestellt wurde.

Bisher wurden drei Messungen durchgeführt, zwei davon an Kühlwalzen und eine an einer Leitwalze direkt hinter der Bahnspannungsmesswalze.

Die Ergebnisse sind in Tabelle 1 zusammengefaßt.

Die bisherigen Resultate stehen in Übereinstimmung mit der Theorie. Einschränkung muß hinzugefügt werden, daß die Bahnzugkraft innerhalb des Kühlwalzenständers nicht gemessen werden konnte. Es wurde deshalb mit einem angenommenen Wert gerechnet.

Walzenart	Bahngeschwindigkeit [m/s]	Radius [m]	Spalthöhe [ $\mu\text{m}$ ]
Leitwalze	4,1	0,05	0
Kühlwalze	4,4	0,1515	20 -25
Kühlwalze	5,25	0,1515	30 -35

Tabelle 1: Ergebnisse der Praxismessungen zur Luftspaltdicke



Im Ergebnis zeigte sich, daß zumindest bei den Kühlwalzen, die einen im Vergleich zu Leitwalzen wesentlich größeren Durchmesser haben, ein Luftspalt entsteht. Die Spaltweite weist dabei eine deutliche Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit auf. An Leitwalzen wurde dagegen kein Luftspalt festgestellt, was ebenfalls in guter Übereinstimmung zur Theorie steht.

## 8 Zusammenhänge zwischen übertragener Wärmemenge und den beteiligten Parametern

Für die Auslegung von Kühlwalzensystemen sind vorrangig vier Größen von Interesse, die sich bei vorgegebenen Betriebsbedingungen einstellen.

1. Der Wärmestrom vom Bedruckstoff zum Kühlmittel  $Q$
2. Die Bahntemperatur  $\vartheta_{Ba}$  nach den einzelnen Kühlwalzen
3. Die Kühlmittelaustrittstemperatur  $\vartheta_{Wa}$  aus den einzelnen Kühlwalzen
4. Die Kühlwalzenoberflächentemperatur  $\vartheta_{KW}$

Das Ziel der nachfolgenden Ausführungen ist die Ermittlung der Gleichungen für diese vier Größen in Abhängigkeit aller am Wärmeübertragungsprozeß beteiligten Parameter unter besonderer Berücksichtigung der Bahngeschwindigkeit.

Die Voraussetzungen für die nachfolgenden Betrachtungen lauten:

1. Die gesamte vom Bedruckstoff abgegebene Wärmemenge wird an das Kühlmittel übertragen; die Wärmeabgabe infolge Strahlung, Kondensation und Konvektion wird vernachlässigt.
2. Kühlwalzen können den Kreuzstromwärmetauschern zugeordnet werden. Zur Berechnung der mittleren Wärmeströme und Temperaturen kann unter den vorliegenden Bedingungen nach /18/ mit den Gleichungen für Gegenstrom gerechnet werden.
3. Da die am Wärmetransport teilnehmenden Schichten im Verhältnis zum

Kühlwalzendurchmesser klein sind, können hier die Beziehungen für die ebene mehrschichtige Wand angewendet werden.

### 8.1 Die Gleichungen für den Wärmestrom, die Bahntemperatur und die Kühlmitteltemperatur

Zur Berechnung des mittleren Wärmestromes, der mittleren Bahntemperatur am Auslauf der Kühlwalze und der mittleren Kühlmittelaustrittstemperatur wird folgender Ansatz gemacht.

Der Bedruckstoffstrom gibt den Wärmestrom

$$d\dot{Q} = k (\vartheta_B - \vartheta_W) dA \quad (50)$$

an das Kühlmittel ab, wodurch das Element  $dA$  des Bedruckstoffes um  $d\vartheta_B$  abkühlt. Die Wärmedurchgangszahl  $k$  beschreibt den Wärmetransport vom Bedruckstoff zum Kühlmittel.

Da Gegenstrom vorliegt, nimmt die Temperatur der Bahn entlang der Wärmeaustauschfläche zu (Bild 31). Somit ist der Wärmestrom

$$d\dot{Q} = \dot{m}_B c_B d\vartheta_B \quad (51)$$

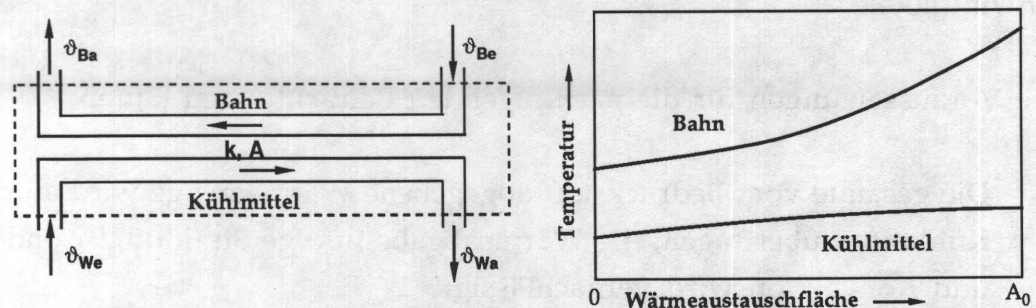


Bild 31: Gegenstromwärmetauscher mit qualitativen Temperaturverläufen

Dieser Wärmestrom  $d\dot{Q}$  wird zum zweiten Medium, dem Kühlmittel, transportiert, das die Wärme aufnimmt und sich dabei entlang der Wärmeaustauschfläche erwärmt.

$$d\dot{Q} = \dot{m}_W c_W d\vartheta_W \quad (52)$$

Durch Umformung ergeben sich aus den Gleichungen (50), (51) und (52) zwei gekoppelte lineare homogene Differentialgleichungen.

$$\dot{m}_B c_B d\vartheta_B = k (\vartheta_B - \vartheta_W) dA \quad (53)$$

$$\dot{m}_W c_W d\vartheta_W = k (\vartheta_B - \vartheta_W) dA \quad (54)$$

aus denen mit den Wärmewerten

$$W_W = \dot{m}_W c_W \quad (55)$$

$$W_B = \dot{m}_B c_B \quad (56)$$

zunächst folgt

$$d\vartheta_B = \frac{k (\vartheta_B - \vartheta_W)}{W_B} dA \quad (57)$$

$$d\vartheta_W = \frac{k (\vartheta_B - \vartheta_W)}{W_W} dA \quad (58)$$

Subtrahieren der Gl. (58) von Gl. (57) ergibt:

$$d\vartheta_B - d\vartheta_W = k (\vartheta_B - \vartheta_W) \left( \frac{1}{W_B} - \frac{1}{W_W} \right) dA \quad (59)$$

$$\frac{d(\vartheta_B - \vartheta_W)}{\vartheta_B - \vartheta_W} = k \left( \frac{1}{W_B} - \frac{1}{W_W} \right) dA \quad (60)$$

Mit den Grenzbedingungen

$$A = 0 \quad : \quad \vartheta_B = \vartheta_{Ba} ; \quad \vartheta_W = \vartheta_{We}$$

$$A = A_0 \quad : \quad \vartheta_B = \bar{\vartheta}_B ; \quad \vartheta_W = \bar{\vartheta}_W$$

führt das Integral

$$\int_{\vartheta_{Ba} - \vartheta_{We}}^{\bar{\vartheta}_B - \bar{\vartheta}_W} \frac{d(\vartheta_B - \vartheta_W)}{\vartheta_B - \vartheta_W} = k \left( \frac{1}{W_B} - \frac{1}{W_W} \right) \int_0^{A_0} dA \quad (61)$$

auf die folgende Gleichung (62) /17/.

$$\frac{\vartheta_{Wa} - \vartheta_{We}}{\vartheta_{Be} - \vartheta_{We}} = \frac{W_B}{W_W} \frac{1 - \exp \left( - \left( 1 - \frac{W_B}{W_W} \right) \frac{k A_0}{W_B} \right)}{1 - \frac{W_B}{W_W} \exp \left( - \left( 1 - \frac{W_B}{W_W} \right) \frac{k A_0}{W_B} \right)} \quad (62)$$

Als Wärmeaustauschfläche  $A_0$  wird die Fläche  $A_{KW}$  nach Gl. (6) eingesetzt. Auflösen von Gl. (62) nach der mittleren Kühlmittelaustrittstemperatur  $\vartheta_{Wa}$  ergibt

$$\boxed{\vartheta_{Wa} = \vartheta_{We} + (\vartheta_{Be} - \vartheta_{We}) \frac{W_B}{W_W} \frac{1 - \exp \left( - \left( 1 - \frac{W_B}{W_W} \right) \frac{k A_{KW}}{W_B} \right)}{1 - \frac{W_B}{W_W} \exp \left( - \left( 1 - \frac{W_B}{W_W} \right) \frac{k A_{KW}}{W_B} \right)}} \quad (63)$$

und dieses eingesetzt in die Gleichung für die übertragene Wärmemenge führt auf

$$\dot{Q} = \dot{m}_W c_W (\vartheta_{Wa} - \vartheta_{We}) \quad (64)$$



$$\dot{Q} = W_W (\vartheta_{Be} - \vartheta_{We}) \frac{\dot{m}_B c_B}{W_W} \frac{1 - \exp\left(-\left(1 - \frac{\dot{m}_B c_B}{W_W}\right) \frac{k A_{KW}}{\dot{m}_B c_B}\right)}{1 - \frac{\dot{m}_B c_B}{W_W} \exp\left(-\left(1 - \frac{\dot{m}_B c_B}{W_W}\right) \frac{k A_{KW}}{\dot{m}_B c_B}\right)} \quad (65)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_B (\vartheta_{Be} - \vartheta_{We}) c_B \frac{1 - \exp\left(-\left(\frac{k A_{KW}}{\dot{m}_B c_B} - \frac{k A_{KW}}{W_W}\right)\right)}{1 - \dot{m}_B \frac{c_B}{W_W} \exp\left(-\left(\frac{k A_{KW}}{\dot{m}_B c_B} - \frac{k A_{KW}}{W_W}\right)\right)} \quad (66)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_B (\vartheta_{Be} - \vartheta_{We}) c_B \frac{1 - \exp\left(-k \left(\frac{A_{KW}}{\dot{m}_B c_B} - \frac{A_{KW}}{W_W}\right)\right)}{1 - \dot{m}_B \frac{c_B}{W_W} \exp\left(-k \left(\frac{A_{KW}}{\dot{m}_B c_B} - \frac{A_{KW}}{W_W}\right)\right)} \quad (67)$$

Der Transport des Bedruckstoffes durch die Druckmaschine bringt den Massenstrom

$$\dot{m}_B = v_B b_B m_A \quad (68)$$

mit  $m_A = \rho_B s_B$  (69)

Gl. (68) eingesetzt in Gl. (67) ergibt den gesuchten Zusammenhang zwischen dem mittleren Wärmestrom  $\dot{Q}$  und der Bahngeschwindigkeit  $v_B$ .

$$\dot{Q} = v_B m_A b_B c_B (\vartheta_{Be} - \vartheta_{We}) \frac{1 - \exp\left(-k \left(\frac{A_{KW}}{v_B m_A b_B c_B} - \frac{A_{KW}}{W_W}\right)\right)}{1 - v_B m_A b_B \frac{c_B}{W_W} \exp\left(-k \left(\frac{A_{KW}}{v_B m_A b_B c_B} - \frac{A_{KW}}{W_W}\right)\right)} \quad (70)$$

Neben dem Wärmestrom und der Kühlmittelaustrittstemperatur ist die Bahntemperatur  $\vartheta_{Ba}$  nach Verlassen einer Kühlwalze in Abhängigkeit von den Einflußparametern von Interesse.

Mit dem am Anfang von Kapitel 8.1 gemachten Ansatz läßt sich zunächst Gl. (71) herleiten

$$\frac{\vartheta_{Be} - \vartheta_{Ba}}{\vartheta_{Be} - \vartheta_{We}} = \frac{1 - \exp \left( - \left( 1 - \frac{W_B}{W_W} \right) \frac{k A_{KW}}{W_B} \right)}{1 - \frac{W_B}{W_W} \exp \left( - \left( 1 - \frac{W_B}{W_W} \right) \frac{k A_{KW}}{W_B} \right)} \quad (71)$$

und auflösen nach der mittleren Bahntemperatur am Auslauf einer Kühlwalze  $\vartheta_{Ba}$  liefert

$$\vartheta_{Ba} = \vartheta_{Be} - (\vartheta_{Be} - \vartheta_{We}) \frac{1 - \exp \left( - \left( 1 - \frac{W_B}{W_W} \right) \frac{k A_{KW}}{W_B} \right)}{1 - \frac{W_B}{W_W} \exp \left( - \left( 1 - \frac{W_B}{W_W} \right) \frac{k A_{KW}}{W_B} \right)} \quad (72)$$

## 8.2 Die Wärmetransportkoeffizienten vom Bedruckstoff zum Kühlmittel

Die experimentellen Untersuchungen haben ergeben, daß die Wärmedurchgangszahl  $k$  mit steigender Bahngeschwindigkeit  $v_B$  abnimmt.

In Kapitel 4.2 konnte bereits dargelegt werden, daß mit hinreichender Genauigkeit von einer ebenen, mehrschichtigen Wand ausgegangen werden kann, da die am Wärmetransport teilnehmenden Schichten im Vergleich zum Kühlwalzendurchmesser klein sind.

Die Wärmedurchgangszahl  $k$  läßt sich aus zwei Hauptwärmewiderständen darstellen, und zwar

1. der Wärmewiderstand  $W_A$  vom Bedruckstoff zur Kühlwalzenoberfläche

und

2. der Wärmewiderstand  $W_{KW}$  von der Kühlwalzenoberfläche zum Kühlmittel.

Die Wärmedurchgangszahl  $k$  ist der Kehrwert der Summe dieser

Wärmewiderstände.

$$k = \frac{1}{W_A + W_{KW}} \quad (73)$$

### 8.2.1 Die Wärmedurchgangszahl vom Bedruckstoff zur Kühlwalzenoberfläche

Der Wärmewiderstand  $W_A$  setzt sich aus dem Wärmewiderstand des Bedruckstoffes  $W_{\lambda B}$  und dem der Luftschicht zwischen Bedruckstoff und Kühlwalze  $W_L = s_L/\lambda_L$  zusammen.

$$W_A = \frac{1}{k_A} = W_{\lambda B} + W_L = W_{\lambda B} + \frac{s_L}{\lambda_L} \quad (74)$$

$W_{\lambda B}$  ist abhängig von der Bedruckstoffdicke  $s_B$  und dem Wärmeleitwert  $\lambda_B$  des Bedruckstoffes, die beide als unabhängig von der Bahngeschwindigkeit  $v_B$  und somit als konstant anzusehen sind.

Dagegen nimmt die Dicke der Luftschicht  $s_L$  mit zunehmender Bahngeschwindigkeit zu, wie während des laufenden Forschungsvorhabens bereits von C. Schuster /19/ gezeigt werden konnte.

Damit vergrößert sich der Wärmewiderstand  $W_A$ . Schuster /19/ zeigt den Zusammenhang

$$s_L = h_0 = 0,643 \cdot r \left( \frac{6 \eta (u_1 + u_2)}{\sigma_Z} \right)^{2/3} \quad (75)$$

Da zwischen Bedruckstoff und Kühlwalze im wesentlichen kein Schlupf auftreten soll und auftritt, sind die Umfangsgeschwindigkeiten mit guter Näherung gleich, d. h. es gilt  $u_1 = u_2 = v_B$  und es ergibt sich

$$s_L = 0,643 \cdot r \left( \frac{12 \eta}{\sigma_Z} \right)^{2/3} v_B^{2/3} \quad (76)$$

worin

$\eta$  - Dynamische Viskosität der Luft

[Pa s]

$\sigma_Z$	-	Bahnspannung	[N/m]
$u_1$	-	Umfangsgeschwindigkeit der Kühlwalze	[m/s]
$u_2$	-	Bedruckstoffgeschwindigkeit	[m/s]

bedeuten.

Die Wärmedurchgangszahl  $k_A$  ist gleich dem Kehrwert des Widerstands  $W_A$ :

$$k_A = \frac{1}{W_{\lambda B} + \frac{s_L}{\lambda_L}} \quad (77)$$

Im vorliegenden Fall interessiert besonders der Einfluß der Bahngeschwindigkeit auf  $k_A$ . Mit Gl. (76) läßt sich Gl. (77) in allgemeiner Form wie folgt darstellen:

$$k_A = \frac{1}{C_1 + C_2 v_B^{2/3}} \quad (78)$$

bzw. mit Gl. (74)

$$W_A = \frac{1}{k_A} = C_1 + C_2 v_B^{2/3} \quad (79)$$

Liegen Meßwerte für  $k_A$  bzw.  $W_A$  bei verschiedenen Bahngeschwindigkeiten vor, so lassen sich die Größen  $C_1$  und  $C_2$  in Abhängigkeit des Bahnzuges mittels Regression bestimmen.

Da die Wärmedurchgangszahl  $k_A = 1/W_A$  auf die umschlungene Fläche  $A_A$  der Kühlwalze bezogen ist, die Gl. (70) jedoch von der Gesamtwärmeaustauschfläche  $A_{KW} = 2 \pi r_{KW} b_B$  ausgeht, ist  $k_A$  mit einem Faktor  $f$  zu korrigieren, bevor sich  $k_A$  und  $k_{KW}$  zu einer Wärmedurchgangszahl  $k$  zusammenfassen lassen.

$$f = A_A/A_{KW} = \beta/2\pi \quad (80)$$

$\beta$  - Umschlingungswinkel [rad]

$$\boxed{k_{Af} = f k_A} \quad (81)$$



### 8.2.2 Die Wärmedurchgangszahl von der Kühlwalzenoberfläche zum Kühlmittel

Der Wärmewiderstand  $W_{KW}$  setzt sich zusammen aus dem Wärmewiderstand des Stahlmantels  $W_{ST} = s_{ST}/\lambda_{ST}$  und eventuell vorhandener Schmutz-, Kalk- und Korrosionsschichten (sog. Foulingschichten)  $W_F = s_F/\lambda_F$  und aus dem Wärmeübergangswiderstand zum Kühlmittel  $W_W = 1/\alpha_W$

$$W_{KW} = W_{ST} + W_F + W_W = \frac{s_{ST}}{\lambda_{ST}} + \frac{s_F}{\lambda_F} + \frac{1}{\alpha_W} = \frac{1}{k_{KW}}, \quad (82)$$

so daß sich  $k_{KW}$  zu

$$k_{KW} = \frac{1}{\frac{s_{ST}}{\lambda_{ST}} + \frac{s_F}{\lambda_F} + \frac{1}{\alpha_W}} \quad (83)$$

ergibt.

Die beiden ersten Terme im Nenner der Gl. (83) sind als konstant anzusehen, wenn auch davon auszugehen ist, daß der Wärmewiderstand der Foulingschicht  $W_F$  langfristig wächst, dagegen sinkt die Wärmeübergangszahl  $\alpha_W$  mit steigender Drehzahl. Somit ist  $\alpha_W$  auch eine Funktion der Bahngeschwindigkeit und damit gilt auch für die Wärmedurchgangszahl  $k_{KW}$

$$k_{KW} = f(\alpha_W) = f(v_B)$$

Allgemein ist die Wärmeübergangszahl  $\alpha_W$  von einer Vielzahl von Parametern abhängig (Temperatur, Druck, Geschwindigkeit, Wärmeleitfähigkeit, Dichte, spezifische Wärmekapazität und Viskosität der Flüssigkeit, sowie Gestalt und Oberfläche des wärmeübertragenden Körpers).

Das vorliegende Problem beinhaltet zusätzlich den Einfluß der Rotation. Infolge der Rotation unterliegt das Kühlmittel zentripetalen Beschleunigungen, was ein radiales Druckfeld zur Folge hat, welches seinerseits den Umschlag von laminarer zu turbulenter Strömung hin zu höheren Reynoldszahlen verschiebt. Aus der Literatur sind keine Grundlagen zur Berechnung von Wärmeübergangszahlen  $\alpha_W$  in rotierenden Spiralummantelwalzen bekannt.

Für die vorliegenden Untersuchungen zur Wärmeübertragung an Kühlwalzen ist die Bahngeschwindigkeit die entscheidende Einflußgröße. Deshalb wird ein Ansatz gemacht, der die Berechnung der Wärmedurchgangszahl  $k_{KW}$  in Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit mit Hilfe von Meßergebnissen ermöglicht.

Faßt man die gleichbleibenden Größen in Gl. (83) zu einer neuen Konstanten  $C_3$  zusammen, so folgt:

$$k_{KW} = \frac{1}{C_3 + \frac{1}{\alpha_W}} \quad (84)$$

Die Wärmeübergangszahl  $\alpha_W$  wird bei ruhender Walze einen Maximalwert  $\alpha_{Wmax}$  annehmen.

Mit zunehmender Geschwindigkeit strebt  $\alpha_W$  gegen einen unteren Grenzwert  $\alpha_{Wmin}$ , bei dem die Strömung vollkommen laminaren Charakter besitzt.

Die bisher erzielten Meßergebnisse lassen den Schluß zu, daß die Abnahme der Wärmeübergangszahl einer Exponentialfunktion folgt. Für  $\alpha_W$  wird daher folgender Ansatz aufgestellt:

$$\alpha_W = \alpha_{Wmin} + (\alpha_{Wmax} - \alpha_{Wmin}) \exp (C_4 v_B) \quad (85)$$

Die Wärmedurchgangszahl  $k_{KW}$  ergibt sich zu:

$$k_{KW} = \frac{1}{C_3 + \frac{1}{\alpha_{Wmin} + (\alpha_{Wmax} - \alpha_{Wmin}) \exp (C_4 v_B)}} \quad (86)$$

Während die Konstanten  $\alpha_{Wmin}$  und  $C_3$  mit Hilfe der Nusseltzahl, der Abmessungen und der Stoffwerte genähert werden können, lassen sich  $\alpha_{Wmax}$  und  $C_4$  bei vorliegenden Meßwerten mittels Regression (siehe S. 36 ff) bestimmen.

### 8.2.3 Die Wärmedurchgangszahl vom Bedruckstoff zum Kühlmittel

Die Gleichung für den Gesamtwärmedurchgang lautet mit den Gleichungen (73), (74), (81) und (82):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{k_{Af}} + \frac{1}{k_{KW}}} = \frac{1}{\frac{1}{f k_A} + \frac{1}{k_{KW}}} = \frac{f}{\frac{1}{k_A} + \frac{f}{k_{KW}}} \quad (87)$$

Einsetzen von Gl. (79) und Gl. (86) in Gl. (87) liefert:

$$k = \frac{f}{C_1 + C_2 v_B^{2/3} + f \left( C_3 + \frac{1}{\alpha_{Wmin} + (\alpha_{Wmax} - \alpha_{Wmin}) \exp(C_4 v_B)} \right)} \quad (88)$$

Die Ermittlung der Größen  $C_1, C_2, C_3, C_4, \alpha_{Wmin}$  und  $\alpha_{Wmax}$  aus Meßergebnissen sowie die graphische Darstellung der Wärmedurchgangszahl  $k$  in Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit  $v_B$  werden im Zahlenbeispiel in Kapitel 8.4 gezeigt.

### 8.3 Die Kühlwalzenoberflächentemperatur

Bei zu hoher Kühlwalzenoberflächentemperatur kann die Druckqualität durch Ablegen der Druckfarbe auf den Kühlwalzen beeinträchtigt werden (vgl. Kap. 5.1.2). Mit Hilfe der Gleichungen (63), (72) und (86) läßt sich die mittlere Kühlwalzenoberflächentemperatur  $\vartheta_{KW}$  aus Gl. (22) berechnen.

$$\ln \frac{\vartheta_{KW} - \vartheta_{Wa}}{\vartheta_{KW} - \vartheta_{We}} = \frac{k_{KW} A_{KW} (\vartheta_{We} - \vartheta_{Wa})}{m_B c_B (\vartheta_{Be} - \vartheta_{Ba})} \quad (89)$$

$$\frac{\vartheta_{KW} - \vartheta_{Wa}}{\vartheta_{KW} - \vartheta_{We}} = \exp \left( \frac{k_{KW} A_{KW} (\vartheta_{We} - \vartheta_{Wa})}{m_B c_B (\vartheta_{Be} - \vartheta_{Ba})} \right) \quad (90)$$

Nach einiger Rechnung ergibt sich:

$$\vartheta_{KW} = \frac{\vartheta_{Wa} - \vartheta_{We} \exp\left(\frac{k_{KW} A_{KW} (\vartheta_{We} - \vartheta_{Wa})}{\dot{m}_B c_B (\vartheta_{Be} - \vartheta_{Ba})}\right)}{1 - \exp\left(\frac{k_{KW} A_{KW} (\vartheta_{We} - \vartheta_{Wa})}{\dot{m}_B c_B (\vartheta_{Be} - \vartheta_{Ba})}\right)} \quad (91)$$

#### 8.4 Berechnung der geschwindigkeitsabhängigen Größen im Kühlwalzenständer

Um die relevanten Größen aus den Kapiteln 8.1 bis 8.3 - den Wärmestrom, die Bahnaustrittstemperatur, die Kühlmittelaustrittstemperatur und die Kühlwalzenoberflächentemperatur - berechnen zu können, müssen zunächst die in Gl. (88) enthaltenen Größen  $C_1$  bis  $C_4$  sowie  $\alpha_{Wmin}$  und  $\alpha_{Wmax}$  bestimmt werden. Um praxisnahe Zahlen zu erhalten, werden Mittelwerte aus den in Kapitel 7.1.5.1 vorgestellten Meßergebnissen für  $k_A$  und  $k_{KW}$  bei den verschiedenen Geschwindigkeiten herangezogen.

Die Bestimmung von  $C_1$  und  $C_2$  erfolgt mit Hilfe von Gl. (79).

Umformen ergibt:

$$v_B^{2/3} = \frac{1}{C_2} W_A - \frac{C_1}{C_2} \quad (92)$$

Mit den Meßwerten der in Kapitel 7.1.5.1 beschriebenen Messungen läßt sich nun eine lineare Regression durchführen.

Es ergibt sich:

$$\begin{aligned} C_1 &= 0,2329 \text{ m}^2 \text{ K/kW} \\ C_2 &= 0,3887 \text{ m}^{4/3} \text{ K s}^{2/3} \text{ /kW} \end{aligned}$$

Die zugrundeliegenden Werte für die Regression sind in Tabelle 2 zusammengefaßt.



Nr.	$v_B$ [m/s]	$k_A$ [kW/m <sup>2</sup> K]	$W_A$ [m <sup>2</sup> K/kW]	$k_{KW}$ [kW/m <sup>2</sup> K]	$\alpha_W$ [kW/m <sup>2</sup> K]
1	2,7	0,96	1,042	3,08	5,913
2	4,4	0,83	1,205	2,97	5,52
3	7,5	0,575	1,739	2,76	4,836

Tabelle 2: Werte für die Bestimmung der in der Wärmedurchgangszahl  $k$  enthaltenen Größen  $C_1$  bis  $C_4$  sowie  $\alpha_{Wmin}$  und  $\alpha_{Wmax}$

Damit erhält man für  $k_A$ :

$$k_A = \frac{1}{0,2329 + 0,3887 v_B^{2/3}} \quad (93)$$

Gl. (93) gilt lediglich für die in Kapitel 7.1.5.1 vorgestellten Messungen. Für geänderte Betriebsbedingungen sind die Größen  $C_1$  und  $C_2$  neu zu berechnen. Zur Ermittlung der Wärmedurchgangszahl  $k_{KW}$  sind nach Gl. (86) vier Größen zu bestimmen, von denen  $\alpha_{Wmin}$  und  $C_3$  aus der Nusseltzahl, den Abmessungen und den Stoffwerten genähert werden können, während  $\alpha_{Wmax}$  und  $C_4$  sich aus einer Regression ergeben.

Zu diesem Zweck wird Gl. (84) umgeformt:

$$\alpha_W = \frac{1}{\frac{1}{k_{KW}} - C_3} \quad (94)$$

Meßwerte für  $k_{KW}$  liegen vor,  $C_3$  wird aus der Wanddicke und der Wärmeleitfähigkeit zu

$$C_3 = \frac{s_{KW}}{\lambda_{KW}} = \frac{0,007}{0,045} = 0,1555 \text{ m}^2 \text{ K/kW}$$

berechnet.

Somit ist die Bestimmung der Werte für  $\alpha_W$  ermöglicht. Die minimale Wärmeübergangszahl wird zu  $\alpha_{Wmin} = 1 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$  geschätzt.

Gl. (85) umgeformt und logarithmiert ergibt

$$\ln(\alpha_W - \alpha_{Wmin}) = \ln(\alpha_{Wmax} - \alpha_{Wmin}) + C_4 v_B \quad (95)$$

Eine lineare Regression mit den Werten aus Tabelle 2 ergibt für  $(\alpha_{Wmax} - \alpha_{Wmin}) = 5,51 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$ , somit für  $\alpha_{Wmax} = 6,51 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$  und für  $C_4 = -0,0518 \text{ s/m}$ .

$k_{KW}$  wird zu

$$k_{KW} = \frac{1}{0,1555 + \frac{1}{1 + 5,51 \exp(-0,0518 v_B)}} \quad (96)$$

so daß sich die Wärmedurchgangszahl  $k$  für den untersuchten Kühlprozeß errechnet zu:

$$k = \frac{f}{0,2329 + 0,3887 v_B + f \left( 0,1555 + \frac{1}{1 + 5,51 \exp(-0,0518 v_B)} \right)} \quad (97)$$

Somit ist die Berechnung der gesuchten Größen in Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit aus den Gleichungen (63), (70), (72) und (91) möglich.

Dazu werden die geometrischen Verhältnisse des untersuchten Kühlwalzenständers I zugrunde gelegt, um einen Vergleich von Rechnung und Messung zu ermöglichen. Von folgenden Werten wird ausgegangen:

Bahneintrittstemperatur	$\vartheta_{Be}$	=	125 °C
Kühlmitteleintrittstemperatur	$\vartheta_{We}$	=	15 °C
Kühlmittelmassenstrom	$\dot{m}_W$	=	1,5 kg/s
Spez. Wärmekapazität des Kühlmittels	$c_W$	=	4,18 kJ/kg K
Spez. Wärmekapazität der Bahn	$c_B$	=	1,332 kJ/kg K
Flächenbezogene Masse der Bahn	$m_A$	=	0,07 kg/m <sup>2</sup>
Bahnbreite	$b_B$	=	0,92 m
Kühlwalzenradius	$r_{KW}$	=	0,1515 m

Flächenfaktoren der einzelnen Kühlwalzen $f_1$	=	0,38
$f_2$	=	0,58
$f_3$	=	0,58
$f_4$	=	0,38
$f_5$	=	0,5

Der im Diagramm dargestellte Bereich für die Bahngeschwindigkeiten wird bis zu  $v_B = 30 \text{ m/s}$  ausgedehnt, um den weiteren Verlauf der Funktionskurven zu verdeutlichen.

Bild 32 zeigt die mittleren Wärmeströme in Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit an den einzelnen Kühlwalzen. Die Wärmeströme nehmen an allen Kühlwalzen bis zu einem Maximalwert zu und fallen bei größeren Bahngeschwindigkeiten langsam ab. Je größer die Differenz zwischen Bahn- und Kühlmitteltemperatur ist desto größer ist die Steigung der Kurve bis zum Erreichen des Maximalwertes. Mit abnehmenden Temperaturdifferenzen verschiebt sich dieses Wärmestrommaximum hin zu höheren Bahngeschwindigkeiten.

Besitzen alle Kühlwalzen den gleichen Umschlingungswinkel, so gilt in allen Geschwindigkeitsbereichen

$$\dot{Q}_1 > \dot{Q}_2 > \dot{Q}_3 > \dot{Q}_4 > \dot{Q}_5.$$

Durch geeignete Stufung des Umschlingungswinkels kann eine gleichmäßigere Belastung der einzelnen Walzen erreicht werden.

Die mittleren Kühlwalzenoberflächentemperaturen bewegen sich bei maximal  $25^\circ\text{C}$  (Bild 33). An den vorderen zwei Kühlwalzen ist ein Maximum für die Kühlwalzenoberflächentemperaturen mit stetigem Temperaturabfall bei höheren Bahngeschwindigkeiten festzustellen. Dies bedeutet, daß auch bei unendlich großer Geschwindigkeit der Bahn eine bestimmte Kühlwalzenoberflächentemperatur nicht überschritten wird. Diese maximale Temperatur ist umso niedriger, je größer die Wärmedurchgangszahl auf der Kühlwalzeninnenseite ist.

Die Oberfläche der zweiten Kühlwalze nimmt eine höhere Maximaltemperatur an als die der ersten, was auf den größeren Umschlingungswinkel zurückzuführen ist.

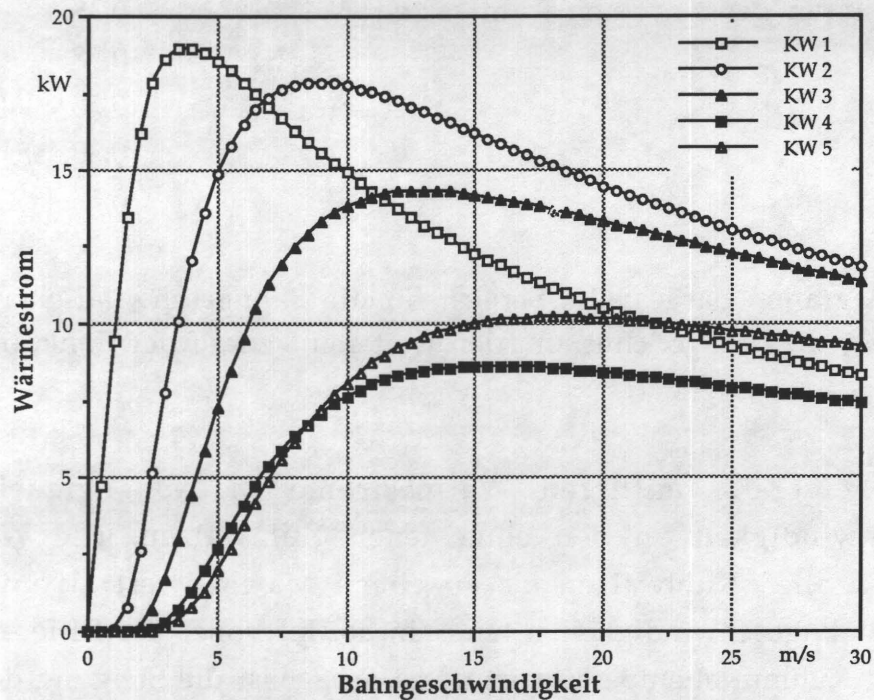


Bild 32: Mittlere Wärmeströme an den einzelnen Kühlwalzen eines Kühlwalzenständers in Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit

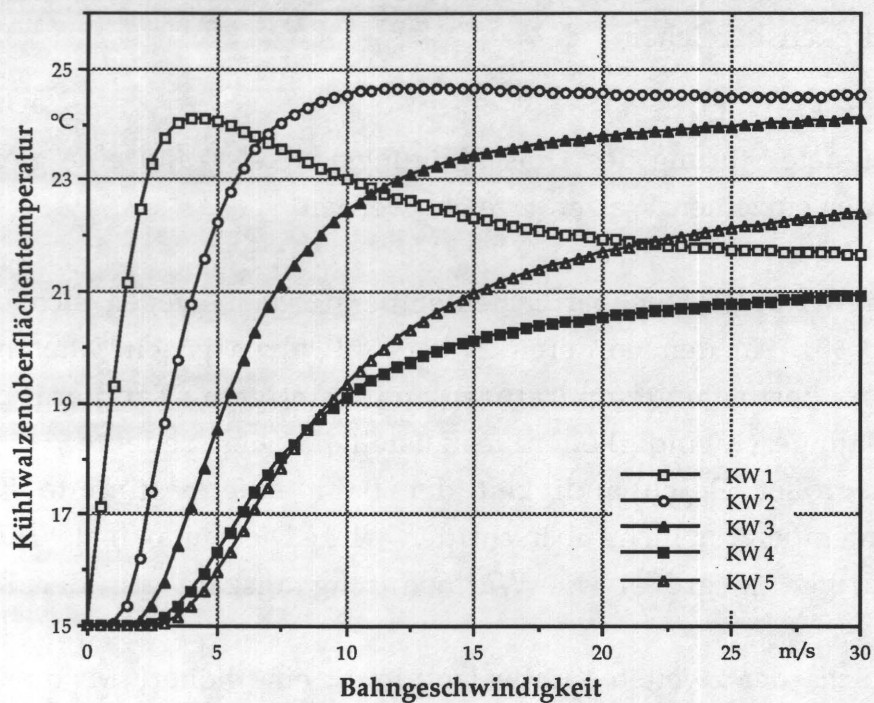


Bild 33: Mittlere Kühlwalzenoberflächentemperatur an den einzelnen Kühlwalzen eines Kühlwalzenständers in Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit



Die Bahntemperatur im Auslauf der einzelnen Walzen steigt mit zunehmender Bahngeschwindigkeit an (Bild 34). Bereits bei  $v_B = 8 \text{ m/s}$  beträgt die Bahntemperatur nach der fünften Kühlwalze  $40^\circ\text{C}$ . Um hier ausreichend abzukühlen, muß die Kühlmitteltemperatur an den letzten beiden Walzen weiter abgesenkt werden. Bei weiter steigender Belastung wird eine Vergrößerung der Kühlwalzenanzahl erforderlich sein.

Die Kühlmittelaustrittstemperatur aus den einzelnen Kühlwalzen verhält sich analog der Wärmestrom. Dies resultiert aus der Annahme, daß hier mit einem konstanten Wärmewert wasserseitig gerechnet wird, so daß sich die Änderung des Wärmestroms proportional zur Erwärmung des Kühlmittels verhält. Unter den vorgegebenen Bedingungen steigt die Kühlmitteltemperatur maximal um etwa  $3^\circ\text{C}$  (Bild 35).

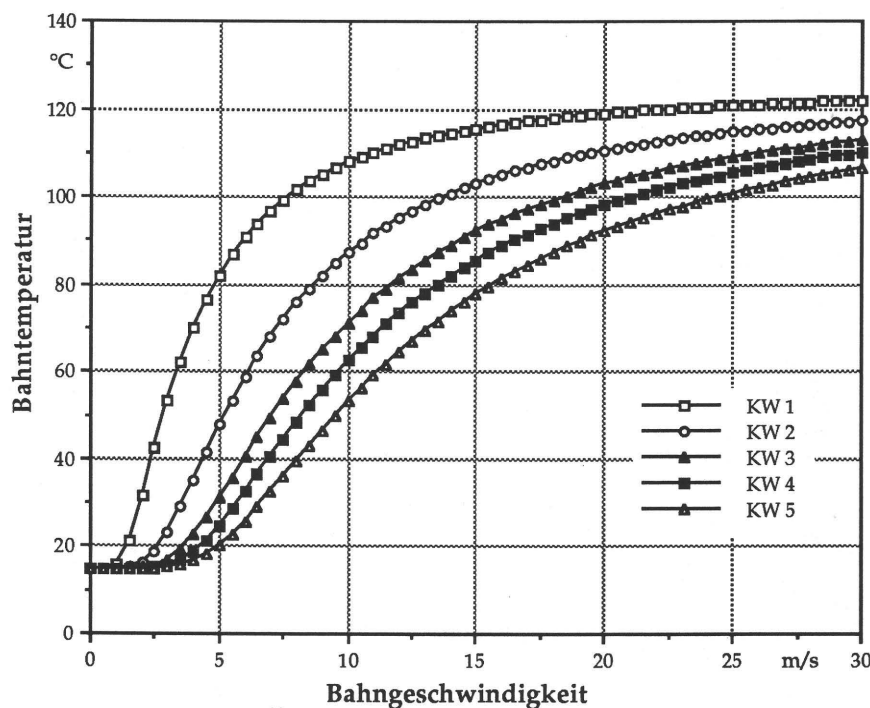


Bild 34: Mittlere Bahntemperatur am Auslauf der einzelnen Kühlwalzen in Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit

Bedingt durch die getroffenen Annahmen hängt die Wärmedurchgangszahl  $k$  vom Umschlingungswinkel und der Bahngeschwindigkeit ab. Deshalb enthält Bild 36 lediglich drei Kurven, da die Kühlwalzen 1 und 4 wie auch 2 und 3

jeweils den gleichen Umschlingungswinkel und somit den gleichen Verlauf für  $k$  in Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit besitzen. Mit steigenden Umschlingungswinkeln bzw. Flächenfaktoren  $f$  wächst die Gesamtwärmedurchgangszahl.

Ergänzend sind hier die Wärmedurchgangszahlen  $k_A$  und  $k_{KW}$  sowie die Wärmeübergangszahl  $\alpha_W$  von Kühlwalzeninnenwand zum Kühlmittel in Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit dargestellt (Bild 37).

Um möglichst große Gesamtwärmedurchgangszahlen  $k$  zu erzielen, ist es zweckmäßig, den größten Wärmewiderstand zu reduzieren. Im vorliegenden Fall ist dies der Wärmewiderstand  $W_A$  zwischen Bedruckstoff und Kühlwalzenoberfläche. Dieses Ziel ist durch eine merkliche Verringerung des Luftspaltes zu erreichen.

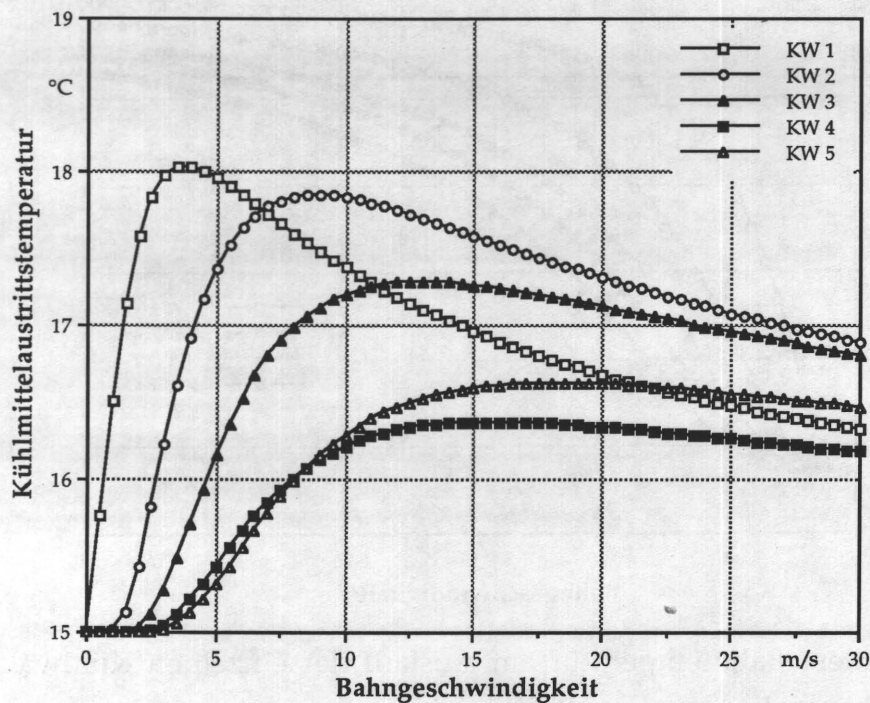


Bild 35: Mittlere Kühlmittelaustrittstemperatur an den einzelnen Kühlwalzen in Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit

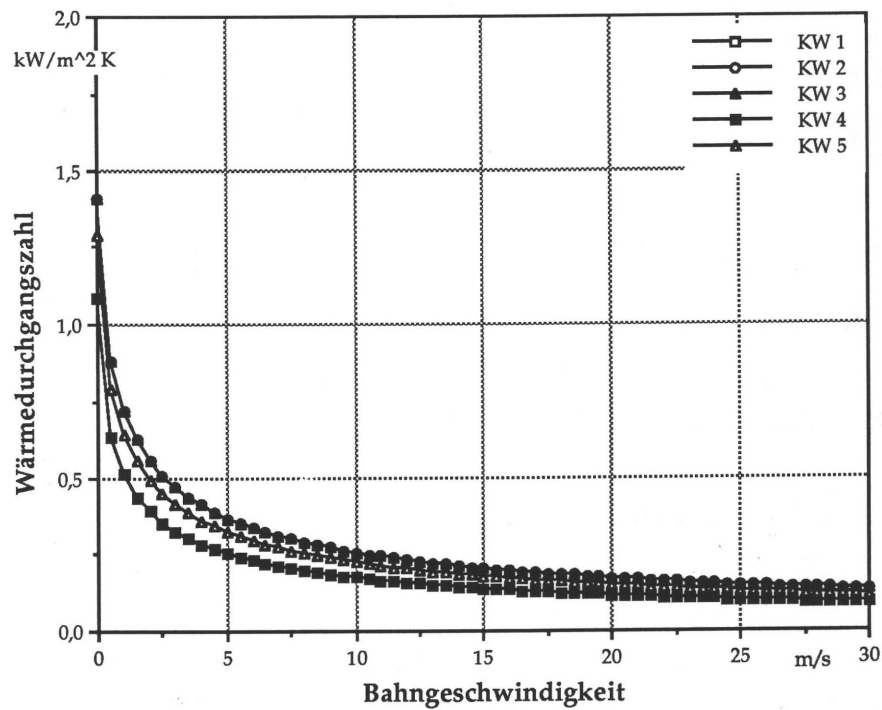


Bild 36: Wärmedurchgangszahl  $k$  vom Bedruckstoff zum Kühlmittel für die einzelnen Kühlwalzen in Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit

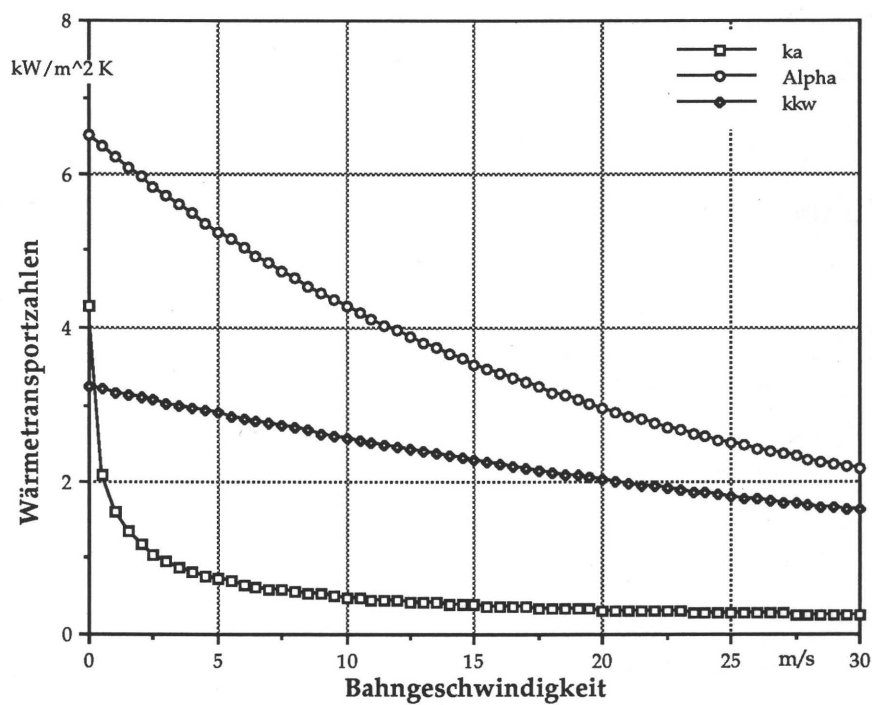


Bild 37: Wärmedurchgangszahlen  $k_A$  und  $k_{KW}$  sowie Wärmeübergangszahl  $\alpha_W$  in Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit

Die vorangegangenen Berechnungen dienen zur Überprüfung der in den Kapiteln 8.1 bis 8.3 hergeleiteten Gleichungen. Der Vergleich mit den experimentell erzielten Resultaten liefert eine gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Meßergebnissen.

## 9 Maßnahmen zur Optimierung von Kühlwalzensystemen

### 9.1 Optimierung des Wärmetransportes und des Energieeinsatzes

Um die Wärmedurchgangszahl  $k$  zu optimieren, ist es zweckmäßig, den größten Einzelwiderstand zu bestimmen und zu verringern. Die Reduzierung einer der übrigen Widerstände ergibt dagegen eine vergleichsweise geringe Steigerung der Wärmedurchgangszahl. Die Hauptwärmewiderstände bilden zum einen die Luftschicht zwischen Bedruckstoffbahn und Kühlwalzenoberfläche - dieser liegt mithin außerhalb der Kühlwalze - und zum anderen die infolge der Kühlwalzenrotation vielfach laminar stabilisierte Kühlmittelgrenzschicht innerhalb der Kühlwalze. Hinzu kommt gegebenenfalls die mit der Dauer der Betriebszeit zunehmenden Foulingschichten. Insgesamt bildet die Luftschicht zwischen Bahn und Kühlwalze das weitaus größte Hindernis für den Wärmetransport.

#### 9.1.1 Kühlwalzenradius

Der Wärmestrom  $\dot{Q}$  in einem Wärmetauscher steigt mit wachsender Wärmeaustauschfläche. Die Wärmeaustauschfläche  $A_{KW}$  an einer Kühlwalze steigt mit zunehmenden Radius  $r_{KW}$  (vgl. Gl. (6)). Der Wärmetransport an einer Kühlwalze wird jedoch u. a. vom Radius  $r_{KW}$  beeinflusst.

Nach der von C. Schuster /19/ gezeigten Gl. (75) wächst die Luftspaltdicke  $s_L$  zwischen Bedruckstoffbahn und Kühlwalze proportional zum Radius  $r_{KW}$  und damit verbunden sinkt die Wärmedurchgangszahl  $k_A$  (Gl. (77)).

Um möglichst hohe Wärmedurchgangszahlen zu erzielen, ist ein kleiner Radius zu wählen, wodurch sich jedoch die Wärmeaustauschfläche pro Walze verringert und die Kühlwalzenanzahl für eine ausreichende Bahnabkühlung zu erhöhen ist.



Infolge der Rotation der Walze unterliegt das Kühlmittel zentripetalen Beschleunigungen, die ein radiales Druckfeld verursachen und damit den Umschlag von laminarer zu turbulenter Strömung zu höheren Reynoldszahlen verschieben. Dadurch verringert sich die Wärmeübergangszahl  $\alpha_W$  von der Kühlwalzeninnenwand zum Kühlmittel. Diese zentripetalen Beschleunigungen ergeben sich zu  $a_z = v_B^2 / r_{KW}$  oder  $a_z = \omega^2 r_{KW}$  (mit  $v_B = \omega r_{KW}$ ). Bei gleichbleibender Bahngeschwindigkeit  $v_B$  verringert sich die zentripetale Beschleunigung mit wachsendem  $r_{KW}$ . Für eine möglichst große Wärmeübergangszahl  $\alpha_W$  ist folglich der Radius  $r_{KW}$  groß zu wählen.

Zusammenfassend läßt sich feststellen, daß bei gleichbleibender Bahngeschwindigkeit  $v_B$  ein größerer Radius  $r_{KW}$

- zur Verringerung der Wärmedurchgangszahl  $k_A$  vom Bedruckstoff zur Kühlwalzenoberfläche führt
- zur Vergrößerung der Wärmeübergangszahl  $\alpha_W$  und somit der Wärmedurchgangszahl  $k_{KW}$  führt
- die Wärmeaustauschfläche  $A_{KW}$  vergrößert

Wird die Luftspaltdicke  $s_L$  durch geeignete Maßnahmen wie beispielsweise durch eine im Einlaufbereich Bedruckstoff-Kühlwalze angeordnete Prallstrahldüse (vgl. Bild 3) reduziert, so kann der Radius  $r_{KW}$  vergrößert und die Kühlwalzenanzahl verringert werden.

### 9.1.2 Umschlingungswinkel

Um möglichst große Wärmedurchgangszahlen wie auch hohe Wärmeströme zu erzielen, ist der Umschlingungswinkel möglichst groß zu wählen. Zusätzlich ist für den maximalen Wärmestrom an den einzelnen Kühlwalzen, der mit Gl. (70) berechnet werden kann, die Kühlwalzenoberflächentemperatur  $\vartheta_{KW}$  mit Hilfe der Gl. (63), (72) und (91) zu überprüfen. Steigt  $\vartheta_{KW}$  über  $50^\circ\text{C}$ , so ist der Umschlingungswinkel zu verringern und die Berechnung neu durchzuführen. Werden alle Kühlwalzen mit gleichem Kühlmittelmassenstrom und gleicher Kühlmiteleintrittstemperatur betrieben, so sind für eine möglichst gleichmäßige Auslastung die Umschlingungswinkel von der ersten bis zur letzten Kühlwalze zu steigern. Dies ist darin begründet, daß bei abnehmender Differenz zwischen Bahn- und Kühlmitteltemperatur der Wärmestrom nur durch Vergrößerung der Wärmeaustauschfläche gesteigert werden kann.

Zu berücksichtigen ist jedoch, daß bei den heute üblichen Zweikreissystemen mit unterschiedlichen Kühlmitteltemperaturen gearbeitet wird.

### 9.1.3 Kühlmitteltemperaturen

Seitdem Kühlwalzen mit Leitspiralen ausgestattet werden, ist der Einsatz von kühlurmgeköhlten Kühlmittel (oft als "Kühlurmwasser" bezeichnet) mit Temperaturen von über 20 °C unproblematisch. Dies gilt zumindest für die vorderen zwei bis drei Kühlwalzen.

Folgende Vorteile ergeben sich:

1. Mit Kühlurmwasser lassen sich erhebliche Energiemengen einsparen.
2. Die Kühlwalzenoberflächentemperatur liegt höher als bei Betrieb mit Kühlmittel aus der Kältemaschine, wodurch sich die Kondensation von Mineralöldämpfen und der Feuchte der Luft reduzieren. Bei der Auslegung des Kühlwalzensystems ist sicherzustellen, daß die Kühlwalzenoberflächentemperaturen nicht über 50 °C ansteigen.
3. Die kinematische Viskosität  $\nu$  des Kühlmittels nimmt mit wachsender Temperatur ab (Bild 38) und damit die Reynoldszahl zu ( $Re = w d / \nu$ ). Das bedeutet, daß bei gleichbleibender Durchflußgeschwindigkeit  $w$  die Strömung früher turbulent wird und sich höhere Wärmeübergangszahlen  $\alpha_w$  ergeben.

Durch fortwährendes Einbringen von Schmutz, Kalk und Sauerstoff in die Kühlkreisläufe wird die Bildung von Foulingschichten gefördert. Deshalb sind die Kühlmittelkreisläufe für Kühlwalzen als geschlossene Systeme auszuführen. Bei Verwendung von Kühlurmwasser ist es zweckmäßig, das durch die Walzen strömende Kühlmittel über einen Wärmetauscher abzukühlen.

Zur gezielten Einstellung der Bahnendtemperaturen sollten die beiden letzten Kühlwalzen mit Kühlmittel aus der Kältemaschine mit Temperaturen unter 20 °C versorgt werden.

Man benötigt also zwei Kühlmittelkreisläufe, die jedoch bei Bedarf zusammengeschaltet werden können, so daß bei niedrigen Außentemperaturen alle Kühlwalzen mit kühlurmgeköhltem Wasser betrieben werden können.

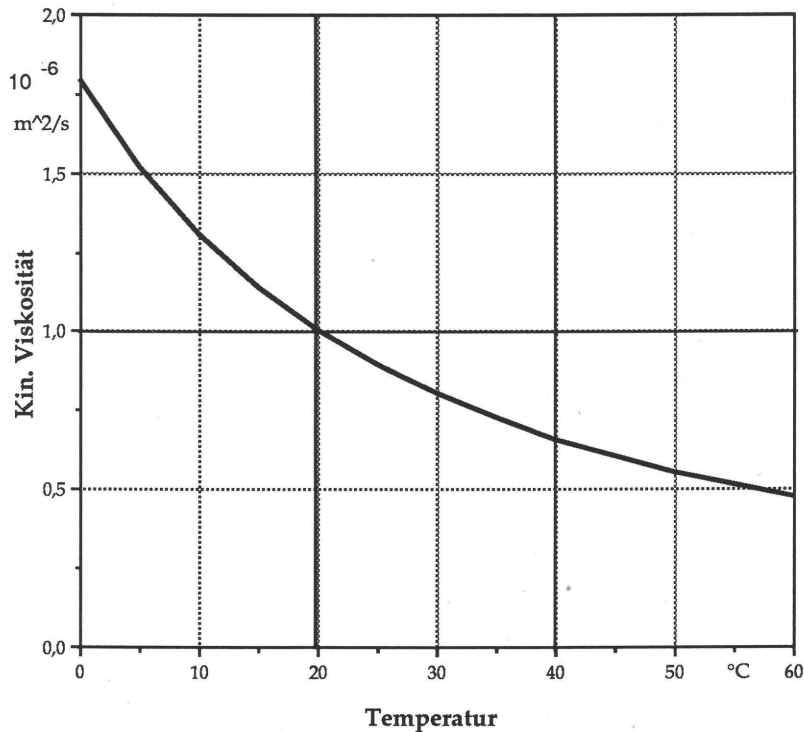


Bild 38: Kinematische Viskosität in Abhängigkeit von der Temperatur für Wasser

#### 9.1.4 Kühlwalzenoberflächentemperaturen

Zu hohe Kühlwalzenoberflächentemperaturen  $\vartheta_{KW}$  können die Qualität von Druckprodukten durch Ablegen der Druckfarbe auf den Kühlwalzen beeinträchtigen. Für eine sichere Funktion der Kühlwalzen sollte die Kühlwalzenoberflächentemperatur  $\vartheta_{KW} \leq 50 \text{ °C}$  betragen.

Es wurde festgestellt, daß nicht nur der Absolutwert der Kühlwalzenoberflächentemperatur entscheidend ist, sondern daß die Differenz zwischen Bahn- und Kühlwalzenoberflächentemperatur eine wesentliche Rolle spielt. Ist diese Differenz zu gering, kann es zu Farbablegen auf der Kühlwalze kommen (vgl. Kap. 5.1.2, Bild 10).

Wie in Kapitel 9.1.3 angedeutet, ist eine zu niedrige Kühlwalzenoberflächentemperatur wegen der zunehmenden Kondensationsneigung der Mineralöldämpfe und der Feuchte der Luft nicht sinnvoll.



### 9.1.5 Konstruktive Gestaltung der Kühlwalzen

Wie die früheren und auch die während des Forschungsvorhabens durchgeführten Untersuchungen zum Wärmetransport zeigen, besitzen die modernen, mit Spiralmantel ausgebildeten Kühlwalzen gegenüber denen mit reinen Verdrängungskörpern zwei bis dreimal höhere Wärmedurchgangszahlen und sind deshalb zu bevorzugen.

Da die Strömungsquerschnitte der Spiralmantelwalzen kleiner sind als die von Verdrängungskörperwalzen, ergeben sich bei gleichem Kühlmittelvolumenstrom größere Strömungsgeschwindigkeiten und damit größere Reynoldszahlen, die den Wärmeübergang von der Innenwand der Kühlwalze zum Kühlmittel begünstigen.

## 9.2 Mineralölkondensation

Kondensieren Mineralöle auf den Kühlwalzen, kann es zu gravierenden Qualitätseinbußen durch Wiederaanlösen der Farbe kommen. Deshalb sollte grundsätzliches Ziel sein, die Mineralöldämpfe bereits vor den Kühlwalzen zu beseitigen.

Die experimentellen Untersuchungen haben gezeigt, daß an Maschinen ohne Absaugvorrichtungen größere Mengen von kondensiertem Mineralöl innerhalb des Bahnführungstunnels zwischen Trockner und erster Kühlwalze, in der Luft (starke Nebelbildung am Ende des Bahnführungstunnels) und auf der ersten Kühlwalze auftreten.

Neuere Systeme weisen sehr viel geringere Kondensatmengen auf, was durch die folgenden Maßnahmen erreicht wurde:

#### 1. Unterdruck im Trockner

Die Luft strömt innerhalb des Bahnführungstunnels permanent von den Kühlwalzen in Richtung Trockner und transportiert den Mineralöldampf zurück.

#### 2. Grenzschiebertrakteln

Am Bahnführungstunnel zwischen Trockner und Kühlwalzen sind Prallstrahldüsen angebracht. Deren Luftstrom rakelt die mit Mineralöldampf angereicherte



Luftgrenzschicht von der Bahn ab und führt diese einem Kondensator zu (vgl. Bild 4). Bei mit Kaltluft betriebenen Systemen wird zwar die Bahn vorgekühlt, jedoch nimmt die Kondensatbildung zu. Deshalb ist es hier sinnvoll, mit vorgewärmter Luft zu arbeiten.

Beide Maßnahmen erweisen sich als wirksam.

Dies ist eine rein qualitative Aussage, da keine Messungen zu Mineralölmengen vorgenommen wurden.

### 3. Prallstrahldüsen an der ersten Kühlwalze

Eine weitere Möglichkeit, das Eindringen der Mineralöldämpfe zwischen Kühlwalze und Bedruckstoff zu verhindern, besteht darin, den Luftspalt zwischen Bedruckstoffbahn und Kühlwalzenoberfläche zu reduzieren.

Dazu wird im Einlaufbereich Bedruckstoff-Kühlwalze eine senkrecht auf die Bedruckstoffbahn gerichtete Düse angebracht, die durch einen Luftprallstrahl die Luftspalthöhe reduziert (vgl. Bild 3).

### 4. Mechanische Entfernung des Mineralölkondensates

Um bereits kondensiertes Mineralöl zumindest von der ersten Kühlwalze zu entfernen, bieten einige Hersteller Vorrichtungen an, die nach einer bestimmten Betriebsdauer das Kondensat mittels "Löschpapier" automatisch abrakeln.

Diese Methode ist zwar wirksam, jedoch sollte vorrangiges Ziel sein, eine Kondensatbildung von vornherein zu vermeiden.

## 10 Ausblick auf zukünftige Untersuchungen

Die im vorliegenden Forschungsvorhaben entwickelten Gleichungen über den zwischen Bedruckstoff und Kühlwalze auftretenden Luftspalt können an Praxismaschinen nur unzureichend überprüft werden. Die entscheidenden Partien der Druckmaschine sind unzugänglich und Parametervariationen sind nicht gezielt einstellbar. Um systematische Messungen zu ermöglichen, ist deshalb für das Anschlußvorhaben "Kühlwalzen II" die Installierung eines Versuchsstandes vorgesehen, der die Bestimmung der Luftspalthöhe über Breite und Umfang der Kühlwalzen in Abhängigkeit von Bahnzugspannung, Bahngeschwindigkeit, Umschlingungswinkel und vom Kühlwalzendurch-

messer zuläßt. Die Luftspalthöhe kann mit einem bereits vorhandenen Lasersensor berührungslos gemessen werden. Den schematischen Aufbau dieses Versuchsstandes zeigt Bild 30.

Mit den in Kapitel 8 hergeleiteten Gleichungen kann der Einfluß der am Wärmeübertragungsprozeß beteiligten Parameter systematisch überprüft werden. Diese Untersuchungen werden Bestandteil des Anschlußforschungsvorhabens sein. Dadurch ist eine auf die jeweiligen Anforderungen abgestimmte Optimierung der Kühlwalzenstände möglich. Hierbei soll die Temperaturabhängigkeit der Wärmeübergangszahl  $\alpha_W$  eingearbeitet werden. Der bisherige Kenntnisstand erlaubt noch keine Berechnung von  $\alpha_W$ . Für jeden Walzentyp muß diese für den Wärmedurchgang entscheidende Größe unter Berücksichtigung von Walzendrehzahl und -radius, Kühlmittelvolumenstrom und -temperatur experimentell ermittelt werden. Deshalb ist hier die Entwicklung einer Theorie, die die Vorausberechnung von  $\alpha_W$  und somit auch der Wärmedurchgangszahl  $k_{KW}$  zuläßt, wünschenswert. Die diesbezügliche Ausgangslage sei im folgenden kurz skizziert.

Dem Stand der Technik entsprechende Kühlwalzen sind im Inneren wie Rohrwendeln aufgebaut. Zur Wärmeübertragung bei der Strömung durch Rohrwendeln existieren bereits Näherungsgleichungen für die verschiedenen Strömungsformen laminar, turbulent und den Übergangsbereich. Über derartige Untersuchungen an rotierenden Rohrwendeln ist bisher nichts bekannt. Es besteht die Vermutung, daß im Gegensatz zur feststehenden Rohrwendel die erforderliche Reynoldszahl für die Ausbildung einer rein turbulenten Strömung mit zunehmender Walzendrehzahl steigt und so die Wärmeübertragung behindert. Diesbezügliche Untersuchungen könnten endgültigen Aufschluß über den Grund der sinkenden Wärmeübergangszahlen bei steigenden Geschwindigkeiten geben.

Der Kühlungsprozeß mit Hilfe von Kühlwalzen wird auch von den Trocknern wesentlich beeinflusst. Die Bahntemperatur und damit verbunden die abzuführende Wärmemenge ist durch den Trocknungsvorgang vorgegeben.

Die auf der Kühlwalzenoberfläche kondensierenden Mineralöle setzen sich aus zwei Anteilen zusammen. Zum einen sind dies die in der Grenzschicht der Bedruckstoffbahn mitgeführten Mineralöldämpfe, die aus dem Trockner entweichen, zum anderen treten zwischen Trockner und Kühlwalzengruppe weitere Mineralöldämpfe durch "Nachverdunstung" aus dem Bedruckstoff aus. Weitergehende Untersuchungen an Kühlwalzen sollten deshalb den Trocknungsprozeß einschließen.

## 11 Zusammenfassung

Die stetig steigenden Anforderungen an Rollenrotationsoffsetdruckmaschinen hinsichtlich Produktionsgeschwindigkeit und auch Druckqualität erfordern eine laufende Anpassung der Zusatzaggregate, denen auch Trockner und Kühlwalzen zuzuordnen sind.

Durch konsequente Weiterentwicklung und Optimierung auf dem maschinentechnischen Sektor sind die Lauf- und Druckgeschwindigkeiten inzwischen auf mehr als 10 m/s erhöht worden. Dadurch wurde auch der Druckfarbenverfestigungsprozeß erschwert.

Der vorliegende Teil der Arbeit beinhaltet vorrangig die Ermittlung von Betriebsdaten, Kenngrößen, Störerscheinungen, die Aufnahme und Auswertung von Meßwerten wie auch die Entwicklung eines einfachen Modells zur Berechnung der wesentlichen thermischen Größen an Kühlwalzenständen.

Nach einer Übersicht über die Problematik sowie den Stand von Forschung und Technik erfolgt die Beschreibung der Grundlagen für die Auswertung der thermischen Meßgrößen.

Sodann werden die Resultate der Untersuchungen bei Druckmaschinenherstellern und -anwendern aufgezeigt. Dabei wurde festgestellt, daß die Wärmedurchgangszahlen mit steigender Bahngeschwindigkeit abnehmen. Die Wärmedurchgangszahlen von Spiralmantelwalzen liegen zwei- bis dreimal höher, als die reiner Verdrängungskörperwalzen. Der Wärmestrom an der ersten Kühlwalze besitzt in mittleren Geschwindigkeitsbereichen ( $v_B = 4$  bis 6 m/s) ein Maximum, während die Wärmeströme an den weiteren Walzen im untersuchten Geschwindigkeitsintervall kontinuierlich zunehmen.

Bei höheren Geschwindigkeiten sammelt sich Mineralölkondensat besonders auf der ersten Kühlwalze an.

Die Neigung der Druckfarbe zum Ablegen auf der ersten Kühlwalze wächst mit steigender Kühlwalzenoberflächentemperatur und fallender Differenz zwischen Bahneintritts- und Kühlwalzenoberflächentemperatur.

Diese Ergebnisse werden durch eigene experimentelle Untersuchungen ergänzt, deren wesentlichen Resultate in der Folge zusammengefaßt sind.

Die Abnahme der Bahntemperatur auf den Kühlwalzen läßt sich mit einer Exponentialfunktion beschreiben.

Im freien Zug zwischen den Kühlwalzen ist keine nennenswerte Bahn-



abkühlung festzustellen. Auch bei Verwendung von Kühlmittel mit Temperaturen von über 20 °C an den vorderen Kühlwalzen wird die Bahn in nahezu allen untersuchten Fällen ausreichend abgekühlt. Bei Verwendung geschlossener Kühlkreisläufe und dem Stand der Technik entsprechender Kühlwalzenkonstruktionen ist somit der Einsatz des preisgünstigen und energiesparenden Kühlturmwassers an den vorderen Kühlwalzen zu empfehlen.

Mit steigender Kühlmitteltemperatur nimmt die Wärmedurchgangszahl innerhalb der Kühlwalze zu, da die Kühlmittelviskosität abnimmt, die Reynoldszahl damit wächst und daraus folgend ein höherer Turbulenzgrad der Flüssigkeitsströmung mit größeren Wärmeübergangszahlen erzielt wird.

Die Oberflächentemperaturen der mit Leitspiralen ausgestatteten Walzen nehmen in keinem einzigen Fall kritische Temperaturen an. Maximal wurden  $\vartheta_{KW} = 38\text{ °C}$  festgestellt.

Die Wärmedurchgangszahlen nehmen mit wachsender Geschwindigkeit jedoch insgesamt ab, was zum einen aus der Ausbildung eines Luftspaltes zwischen Bahn und Walze resultiert und zum anderen auf die Reduzierung des Turbulenzgrades der Kühlmittelströmung innerhalb der Kühlwalzenkanäle infolge steigender Walzendrehzahlen zurückzuführen ist. Dadurch nimmt der Wärmestrom an der ersten Kühlwalze nach Erreichen eines Maximalwertes wieder ab. An den folgenden Walzen steigen die Wärmeströme mit zunehmender Bahngeschwindigkeit dennoch an, was vermutlich darauf zurückzuführen ist, daß deren Wärmeübertragungskapazität noch nicht erschöpft ist.

Auf die Darstellung der über die Messung gewonnenen Ergebnisse folgt die Herleitung der funktionalen Zusammenhänge zwischen Wärmestrom, Bahnaustrittstemperatur, Kühlmittelaustrittstemperatur, Kühlwalzenoberflächentemperatur und den beeinflussenden Parametern. Das hierbei zugrundeliegende Modell beschreibt die Kühlwalze vereinfachend als Gegenstromwärmetauscher. Erste Berechnungen mit praxisüblichen Werten liefern eine gute Übereinstimmung zwischen theoretischen und experimentellen Resultaten.



## 12 Literaturverzeichnis

- /1/ Graf, E.; Pato, T.  
Wärmeübertragung an Kühl- und Heizwalzen  
Information WIFAG/POLYTYPE 1, 1965
  
- /2/ Graf, E.; Öhrli, P.  
Das Verhalten von Wasser in teilweise gefüllten, rotierenden  
Hohlzylindern  
WIFAG/POLYTYPE 2, 1967
  
- /3/ Daane, R.A.  
Study of Chill Roll Problems  
A Hot Item for Web Printers  
Graphic Arts Monthly, Sept. 1982, pp. 123-129
  
- /4/ -  
Ein Produktionsaggregat hilft Kosten sparen  
druck print 10/1985, S. 48-50
  
- /5/ Mathes, D.; Schmid-Egger, M.  
Siebzig Prozent weniger Antriebsenergie zur Kühlung von Rollen-  
offsetmaschinen  
Der Polygraph 16 - 83, S. 1018-1019
  
- /6/ Reich, G.  
Strömung und Wärmeübertragung in einem axial rotierenden Rohr  
Dissertation, TH Darmstadt, 1988
  
- /7/ Bremer, H.  
Offsetdruckverfahren für das Heat-Set-Verfahren  
druck print 5/1988, S. 15 - 16
  
- /8/ Löbbert, G.  
Aktuelle Technik der Heatset-Trocknung bot keine nennenswerte  
Erfolgsmöglichkeiten  
druck print 3/1988, S. 49 - 50

- /9/ Stark, E. G.  
 Ohne intensive Forschungsarbeiten keine Fortschritte  
 druck print - Sonderausgabe, Drupa 1986, S. 14 - 21
- /10/ Franz, K.  
 Bei 10 Metern/Sek. glänzend getrocknet  
 Der Druckspiegel, Drupa 1986, S. 650-656
- /11/ Löbbert, G.  
 Rollenoffsetdruck - Heatset: Geschwindigkeitssteigerungen ohne  
 Ende ..... - kann die Druckfarbe dabei helfen?  
 Deutscher Drucker Nr. 18, 8.6.1989, S. w 12 - w 16
- /12/ Klemm, H.; Rodriguez-Giles, J.; Rüther, U.  
 Einflußgrößen bei der Trocknung von Druckerzeugnissen mit  
 überhitztem Wasserdampf  
 Das Papier, 38. Jahrgang, Heft 7, 1984, S. 289 - 295
- /13/ VDI-Wärmeatlas  
 VDI-Verlag, Düsseldorf, 5. Auflage, 1988
- /14/ Rodriguez-Giles, J.; Kühlmeyer, L.  
 Zur Trocknung im Rollenoffset  
 Hinweise für den Anwender  
 Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren,  
 TH Darmstadt, Institutsbericht I/1988
- /15/ Schraut, P.  
 Ermittlung von Temperaturen, Wärmeströmen und Wärmetransport-  
 kennzahlen an Kühlwalzen von Rollenoffsetmaschinen  
 Studienarbeit Nr. 150, Institut für Druckmaschinen und Druckver-  
 fahren, TH Darmstadt, 1989
- /16/ Graf, H.  
 Experimentelle Untersuchungen zum Wärme- und Stofftransport an  
 Kühlwalzensystemen von Rollenoffsetmaschinen  
 Studienarbeit Nr. 156, Institut für Druckmaschinen und Druck-  
 verfahren, TH Darmstadt, 1989

- /17/ Beer, H.  
Thermodynamik III  
Vorlesungsumdruck 1978
- /18/ Hell, F.  
Grundlagen der Wärmeübertragung  
VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1982
- /19/ Schuster, C.  
Bericht zur Sitzung des Arbeitskreises "Kühlwalzen" am 02.03.1989,  
Frankfurt





**Abschlußbericht für das Forschungsvorhaben  
'Wärmeübergang an Kühlwalzen in  
Offset-Rollenrotationsmaschinen'**

**Teil B**

**C. Schuster und W. Kast**

**Fachgebiet Thermische Verfahrenstechnik und Heizungstechnik**

**der Technischen Hochschule Darmstadt**

**Professor Dr.-Ing. W. Kast**

Abstracts of the 33rd International  
Symposium on the History of Science  
and Technology, 1998

## Table of Contents

Dr. Schuster and W. J. J. J.

Abstracts of the 33rd International

Abstracts of the 33rd International

Abstracts of the 33rd International

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Modellierung der Strömung im Luftspalt</b>	<b>2</b>
2.1	Ableitung der relevanten Bewegungsgleichung . . . . .	2
2.1.1	Ermittlung der Geschwindigkeitsverteilung . . . . .	7
2.1.2	Ableitung der Kontinuitätsgleichung für das Modell . . . .	10
2.1.3	Darstellung der Reynoldsen Differentialgleichung . . . .	11
2.2	Kräftegleichgewicht an einer ideal elastischen Papierbahn . . . .	11
2.3	Vereinfachtes zweidimensionales Modell . . . . .	14
2.3.1	Abschätzung des Einflusses der seitlichen Ausströmung der Luft . . . . .	14
2.4	Lösung des zweidimensionalen Modells . . . . .	16
2.5	Lösung des zweidimensionalen Modells unter Berücksichtigung der radialen Geschwindigkeit . . . . .	24
<b>3</b>	<b>Simulation des Temperaturverlaufs</b>	<b>26</b>
3.1	Ableitung des mathematischen Modells . . . . .	26
3.2	Lösung der Wärmeleitungsgleichung . . . . .	29
<b>4</b>	<b>Vergleich von Messung und Rechnung</b>	<b>36</b>
<b>5</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>39</b>

## Verzeichnis der verwendeten Abkürzungen

Die folgende Tabelle enthält eine Liste der häufig wiederkehrenden Symbole mit ihren Einheiten und Bedeutungen. Nicht enthalten sind Symbole, die nur einmal vorkommen und deren Bedeutung direkt im Text erläutert ist.

Symbol	Einheit	Bedeutung
$A_1, A_2$	$\div$	frei wählbare Konstanten
$B$	$m$	Breite der Papierbahn
$c$	$J/(kg\ K)$	Wärmekapazität
$C$	$m/s$	Schallgeschwindigkeit
$F_p$	$N$	Druckkraft
$h$	$m$	Spalthöhe
$h^*$	$m$	Spalthöhe im Uniformitätsbereich
$H$	$\div$	dimensionslose Spalthöhe
$H^*$	$\div$	dimensionslose Spalthöhe im Uniformitätsbereich
$k_\varphi; k_r; k_z$	$m^2/s$	Volumenkräfte
$l$	$m$	charakteristische Länge
$p$	$Pa$	Druck
$p_0$	$Pa$	Umgebungsdruck
$\dot{q}$	$W/m^2$	Wärmestrom
$r$	$m$	Radialkoordinate
$R$	$m$	Krümmungsradius
$R_0$	$m$	Radius der Kühlwalze
$s$	$m$	Bogenlänge
$t$	$m$	Dicke der Papierbahn
$T$	$N$	Zugkraft an der Papierbahn
$T_f$	$N$	Fliehkraft an der Papierbahn
$u_\varphi$	$m/s$	Geschwindigkeitkomponente in Umfangsrichtung
$u_r$	$m/s$	Geschwindigkeitkomponente in radialer Richtung
$u_z$	$m/s$	Geschwindigkeitkomponente in Breitenrichtung
$u_x$	$m/s$	Geschwindigkeitkomponente in x-Richtung
$u_y$	$m/s$	Geschwindigkeitkomponente in y-Richtung
$U_0$	$m/s$	Geschwindigkeit der Walzenoberfläche
$U_1$	$m/s$	Geschwindigkeit der Papierbahn
$U$	$m/s$	Summe der Geschwindigkeiten $U_0 + U_1$
$x$	$m$	vertikale Koordinate
$X$	$\div$	dimensionslose Koordinate in vertikaler Richtung
$y$	$m$	horizontale Koordinate
$z$	$m$	Koordinate in Breitenrichtung

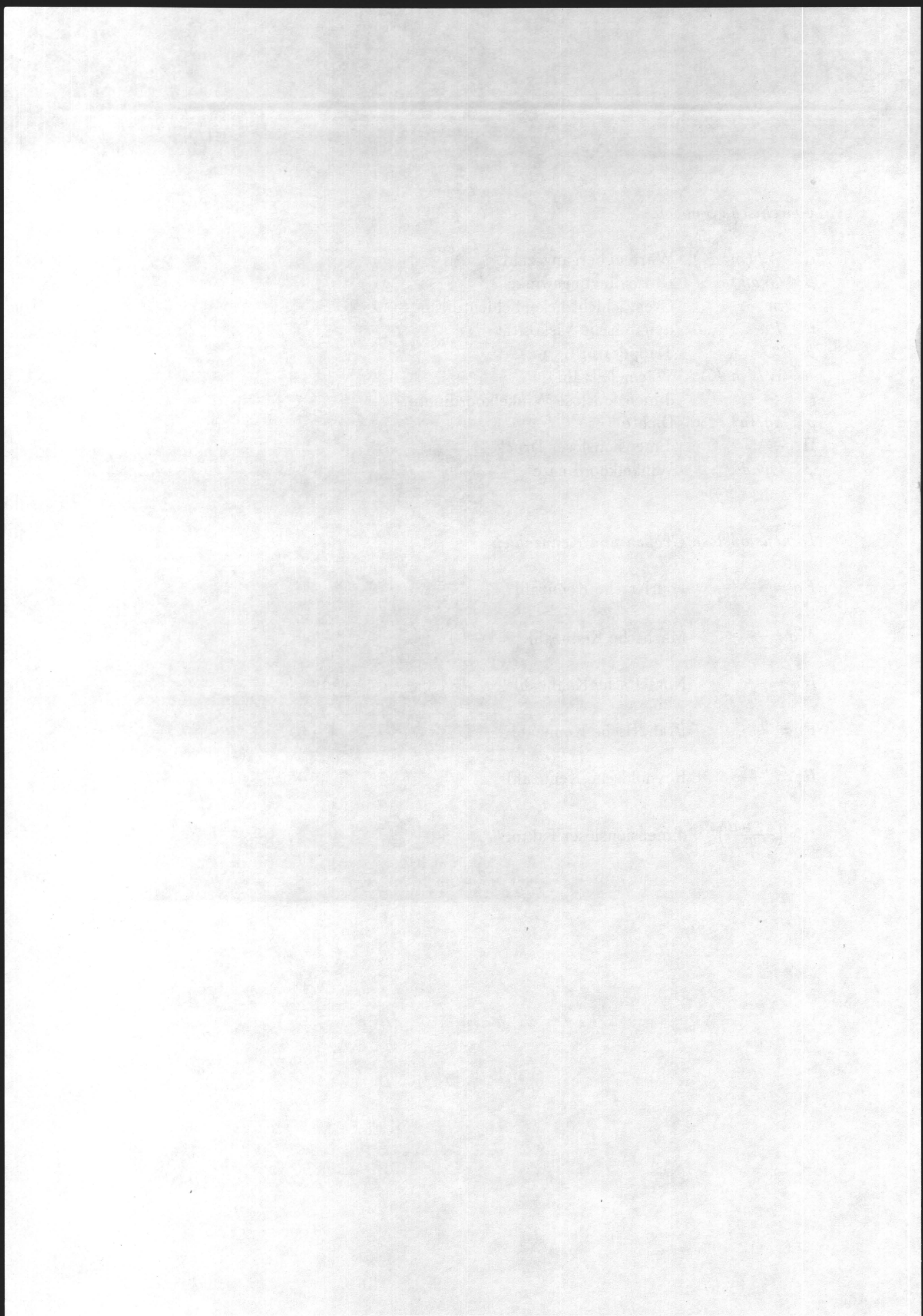


*Griechische Symbole*

$\alpha$	$W/(m^2 K)$	Wärmeübergangszahl
$\beta$	Grad	Umschlingungswinkel
$\delta$	m	Grenzschichtdicke, Schichtdicke
$\eta$	Pa s	dynamische Viskosität
$\vartheta$	°C	Temperatur
$\lambda$	$W/(m K)$	Wärmeleitzahl
$\xi$	÷	dimensionslose Winkelkoordinate
$\rho$	$kg/m^3$	Dichte
$\Pi$	÷	dimensionsloser Druck
$\varphi$	Grad	Winkelkoordinate

*Dimensionslose Größen und Kennzahlen*

$Fo = \frac{\lambda y}{\rho c \delta^2 u_y}$	Fouriersche Kennzahl
$Ma = \frac{U}{C}$	Machsche Kennzahl
$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$	Nusseltsche Kennzahl
$Pr = \frac{\eta c}{\lambda}$	Prandtlsche Kennzahl
$Re = \frac{u \rho l}{\eta}$	Reynoldzsche Kennzahl
$\varepsilon = \left( \frac{6 \eta B U}{T} \right)^{\frac{1}{3}}$	dimensionsloser Faktor



## 1 Einleitung

Im Offset-Rollenrotationsdruck wird die Bedrucktstoffbahn nach dem Bedrucken zum Trocknen in einem Prallstrahltrockner auf Temperaturen von bis zu  $190^{\circ}\text{C}$  erhitzt. Da es sich bei den Druckfarben um thermoplastische Harze handelt, müssen diese nach dem Trocknen wieder auf Raumtemperatur abgekühlt werden, um ein Verschmieren des Druckbildes bei der Weiterverarbeitung zu vermeiden. Die Abkühlung erfolgt in einem Kühlwalzenständer, der aus vier bis fünf Kühlwalzen besteht, die zur Wärmeabfuhr in ihrem Inneren von Wasser durchflossen sind.

Bei den heute im Offset-Rollenrotationsdruck üblichen Maschinengeschwindigkeiten bildet sich zwischen der Bedrucktstoffbahn und der Kühlwalzenoberfläche aufgrund der eingeschleppten Luft ein Spalt aus. Dieser Luftspalt führt, bedingt durch die schlechte Wärmeleitfähigkeit der Luft, zu einer beachtlichen Verringerung der Kühlleistung der einzelnen Kühlwalzen. Außerdem kondensiert der in der Luftschicht eingeschleppte Lösungsmitteldampf an der kalten Kühlwalzenoberfläche aus und führt zu einem Wiederanlösen und damit einem Verschmieren der Druckfarben. Da beide Effekte die Erstellung eines qualitativ befriedigenden Druckbildes erschweren, wurde eine Untersuchung der grundlegenden Vorgänge am Fachgebiet Thermische Verfahrenstechnik und Heizungstechnik der Technischen Hochschule Darmstadt vorgenommen.

Die Ergebnisse dieses Forschungsvorhabens werden im folgenden Bericht dargestellt. Die zu behandelnde Problematik untergliedert sich in zwei grundsätzliche Themenbereiche. Der eine Bereich umfaßt die Modellierung der Strömungsvorgänge im Luftspalt, und der andere Bereich behandelt die Simulation der sich einstellenden Temperaturen in den einzelnen Schichten des Papierbahn-Luftschicht-Kühlwalze-Systems. Da die Dicke des sich einstellenden Luftspaltes nicht im Voraus bekannt ist, muß es ein Ziel der Strömungsrechnung sein, diese Größe zu berechnen. Mit der Kenntniss der Spalthöhe und der Art der Stömung im Luftspalt ist es dann möglich, ein Modell zur Simulation der Temperaturverläufe im System zu erstellen.

## 2 Modellierung der Strömung im Luftspalt

Zur Modellierung der Strömung im Luftspalt wird angenommen, daß die an der Papierbahn- bzw. Kühlwalzenoberfläche haftenden Grenzschichten in die beim Zusammentreffen von Papierbahn und Kühlwalzenoberfläche entstehende keilförmige Geometrie eingeschleppt werden. Die Keilform des Einlaufbereichs bedingt eine Druckerhöhung in den sich vereinigenden Grenzschichten, was dazu führt, daß die entstehende Grenzschicht in der Lage ist, die Papierbahn zu tragen. Dabei soll das Luftgemisch als Kontinuum betrachtet werden, dh. Effekte im molekularen Bereich spielen, wie Eshel [5] gezeigt hat, im betrachteten Fall keine Rolle.

### 2.1 Ableitung der relevanten Bewegungsgleichung

Strömungstechnisch hat das betrachtete Gemisch aus Luft, Wasser- und Lösemitteldampf die Eigenschaften eines newtonschen Fluids. Im allgemeinen lassen sich die hydrodynamischen Vorgänge in einem solchen Fluid mit Hilfe der Navier-Stokes-Gleichungen beschreiben. Da es sich bei dem behandelten System um eine von einer Papierbahn teilweise umschlungene Kühlwalze handelt, müssen die Gleichungen in Radialkoordinaten aufgeschrieben werden. Die allgemeine Form der Navier-Stokes-Gleichungen in Radialkoordinaten mit konstanter Viskosität des Fluids wird bei Schlichting [12] für diesen Fall wie folgt angegeben:

in  $r$ -Richtung:

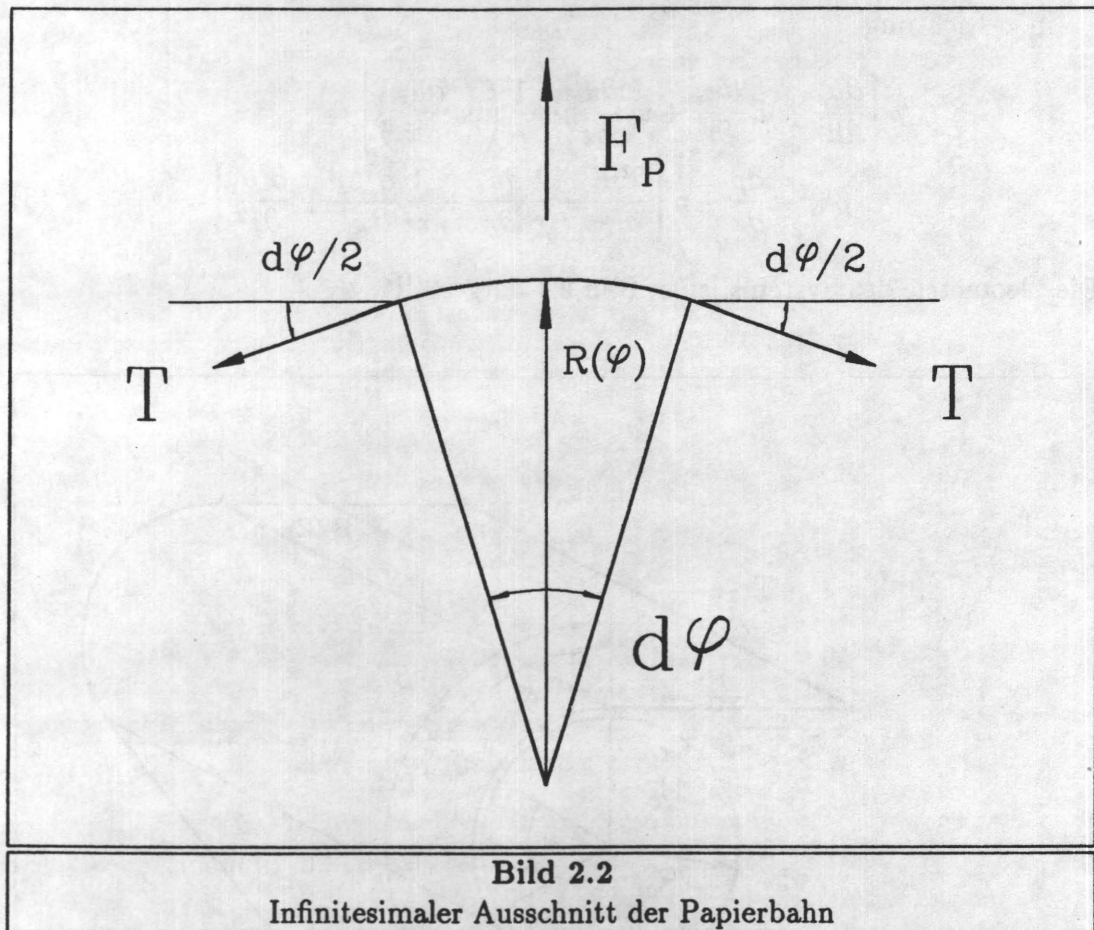
$$\begin{aligned} \rho \left[ \frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{1}{r} \left( u_\varphi \frac{\partial u_r}{\partial \varphi} - u_\varphi^2 \right) \right] = \\ \rho k_r - \frac{\partial p}{\partial r} + \eta \left[ \left( \frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right) + \right. \\ \left. - \frac{1}{r^2} \left( u_r + 2 \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} \right) \right] \end{aligned} \quad (1)$$

in  $\varphi$ -Richtung:

$$\begin{aligned} \rho \left[ \frac{\partial u_\varphi}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\varphi}{\partial r} + u_z \frac{\partial u_\varphi}{\partial z} + \frac{1}{r} \left( u_\varphi \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} - u_\varphi \cdot u_r \right) \right] = \\ \rho k_\varphi - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \eta \left[ \left( \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\varphi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial z^2} \right) + \right. \\ \left. - \frac{1}{r^2} \left( u_\varphi - 2 \frac{\partial u_r}{\partial \varphi} \right) \right] \end{aligned} \quad (2)$$







Nimmt man eine konstante Form der Papierbahn im Bereich der Kühlwalze an, so folgt aus der Kräftebilanz an einem infinitesimalen Teilchen der Papierbahn (siehe Bild 2.2):

$$2 T \sin \left( \frac{d\varphi}{2} \right) = F_p = p(\varphi) B R_0 d\varphi \quad (4)$$

Für kleine Winkel ist  $\sin \varphi = \varphi$ , was dazu führt, daß die folgende Beziehung gilt:

$$p(\varphi) = p = \frac{T}{B R_0} \quad (5)$$

Ein Zahlenbeispiel aus der Praxis bestätigt, daß bei den Verhältnissen, die in einem Kühlwalzenständer herrschen, der Druck bei einer Zugkraft  $T$  von 300 N, einer Breite der Papierbahn von  $B = 0,5 \text{ m}$  und einem Radius der Kühlwalze von  $R_0 = 0,2 \text{ m}$  einen Wert von  $p = 30 \text{ mbar}$  annimmt. Diese geringe Druckerhöhung gestattet es also die Machsche Zahl als Kriterium für die Vernachlässigung der Kompressibilität in Gasen heranzuziehen. In dem betrachteten Fall gilt selbst für

einen Extremwert der Papierbahngeschwindigkeit von  $U_1 = 20 \frac{m}{s}$ :

$$\frac{1}{2} Ma^2 = \frac{1}{2} \frac{U}{C} = \frac{1}{2} \left( \frac{20}{330} \right)^2 = 1,84 \cdot 10^{-3} \ll 0,3 \quad (6)$$

Außerdem werden die Temperaturabhängigkeit der Viskosität und die Anteile des Wasser- und des Lösemitteldampfes auf die Größe der Viskosität vernachlässigt. Eine weitere Vereinfachung der Gleichungen folgt aus der Forderung, daß nur der stationäre Zustand von Interesse sein soll. Damit lassen sich alle Ableitungen nach der Zeit aus den Gleichungen eliminieren. Weiterhin werden die folgenden Annahmen getroffen:

- Der Einfluß der Fliehkraft auf den Vorgang ist, wie die folgende Abschätzung zeigt, gering. Nach Szabo [13] errechnet man für den Betrag der Fliehkraft für einen Kreisring mit den bisher verwendeten Zahlenwerten:

$$T_f = \frac{\rho B t \Pi^2 U_1^2}{4} = 7,9 N. \quad (7)$$

Demgegenüber steht eine Seilkraft von  $T = 300 N$ , die tatsächlich an der Papierbahn wirkt. Die durch die Fliehkraft hervorgerufene Druckentlastung der Papierbahn beträgt also:

$$p_f = \frac{T_f}{B R_0} = \frac{7,9 N}{0,5 m * 0,2 m} = 79 Pa = 0,79 mbar. \quad (8)$$

- Der Anteil der Trägheitskraft ist nach Schlichting dann ohne Bedeutung, wenn das Produkt aus der Reynoldszahl und dem Anstellwinkel der Papierbahn klein gegen 1 ist, d.h.:

$$Re \frac{1}{R_0} \frac{\partial h}{\partial \varphi} \ll 1. \quad (9)$$

Da sich die Spalthöhe sobald die Papierbahn auf die Walze aufgelaufen ist kaum verändert (die folgenden Rechnungen werden diese Annahme bestätigen), kann man mit Sicherheit davon ausgehen, daß es legitim ist, die Trägheitskräfte des Fluids zu vernachlässigen.

- Die Volumenkräfte sind vernachlässigbar:

$$k_r = k_\varphi = k_z = 0. \quad (10)$$

- Wie die späteren Berechnungen zeigen, stellt sich eine Spalthöhe ein, die deutlich kleiner als die Grenzschichtdicke an einer angeströmten Platte ist.

Für eine laminare Grenzschicht errechnet man nach Schlichting [12] eine Grenzschichtdicke von:

$$\delta = 5 \sqrt{\frac{\eta l}{\rho U_1}} = 5 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa s} * 0,1 \text{ m}}{1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 10 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 2,24 \cdot 10^{-3} \text{ m}^1 \quad (11)$$

Aus diesem Grund ist es möglich, einige Vereinfachungen der Grenzschichttheorie anzuwenden. Dies ist zum einen die Vernachlässigung des Druckgradienten in radialer Richtung:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = 0. \quad (12)$$

Die Grenzschichttheorie gestattet außerdem die Vernachlässigung der radialen Geschwindigkeitskomponente. Diese Annahme ist für einen weiten Bereich des Spaltes (Papierbahn und Walzenoberfläche sind parallel) auch legitim. Rechnet man jedoch etwas weiter in den Einlauf- bzw. Auslaufbereich, so stellt man fest, daß es sinnvoller ist, die radiale Geschwindigkeitskomponente wieder einzuführen<sup>2</sup>.

- Da die Abmessungen in  $\varphi$ - und in  $z$ -Richtung sehr viel größer als die Abmessung in  $r$ -Richtung<sup>3</sup> sind, kann man die Gradienten der Geschwindigkeitskomponenten in  $\varphi$ - und in  $z$ -Richtung gegenüber den Gradienten in  $r$ -Richtung vernachlässigen:

$$\frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} = \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial \varphi^2} = 0 \quad (13)$$

$$\frac{\partial u_\varphi}{\partial z} = \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial z^2} = 0 \quad (14)$$

$$\frac{\partial u_z}{\partial \varphi} = \frac{\partial^2 u_z}{\partial \varphi^2} = 0 \quad (15)$$

$$\frac{\partial u_z}{\partial z} = \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} = 0 \quad (16)$$

$$\frac{\partial u_r}{\partial \varphi} = \frac{\partial^2 u_r}{\partial \varphi^2} = 0 \quad (17)$$

$$\frac{\partial u_r}{\partial z} = \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} = 0. \quad (18)$$

<sup>1</sup>Selbst bei einer Einlauflänge von nur 0,1 m hat die Grenzschichtdicke bereits einen Wert von 2240  $\mu\text{m}$ . Da diese Einlauflänge aber einen unteren Grenzwert darstellt, ist die Annahme einer Grenzschichtströmung sicherlich richtig. Wie die späteren Rechnungen zeigen, ergibt sich für diese Verhältnisse eine Spalthöhe von ca. 40  $\mu\text{m}$ .

<sup>2</sup>Die Vernachlässigung der radialen Geschwindigkeitskomponente führt dazu, daß die Geschwindigkeit parallel zur jeweiligen Oberfläche verläuft. Im Einlauf bzw. Auslauf ist dies jedoch nicht mehr gegeben.

<sup>3</sup>Die Spalthöhe nimmt einen sehr viel geringeren Wert an als die Papierbahnbreite und der betrachtete Umschlingungswinkel



- Aufgrund der geringen Spalthöhe im Vergleich zum Radius der Kühlwalze ist der Einfluß der Krümmung des Luftspaltes auf die Strömung des Fluids im Luftspalt vernachlässigbar. Das bedeutet, daß die Beschleunigungen des Fluids in radialer Richtung vernachlässigbar sind:

$$\frac{u_\varphi}{r^2} = \frac{u_\varphi^2}{r} = 0 \quad (19)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial u_\varphi}{\partial r} = 0 \quad (20)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial r} = 0 \quad (21)$$

Außerdem gestattet das Verhältnis von Spalthöhe zu Kühlwalzenradius die Polarkoordinate  $r$  durch den Kühlwalzenradius  $R_0$  zu ersetzen<sup>4</sup>.

Mit den aufgeführten Vereinfachungen ergeben sich nun die Navier–Stokes–Gleichungen zu:

in  $r$ -Richtung:

$$\eta \frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} = 0 \quad (22)$$

in  $\varphi$ -Richtung:

$$-\frac{1}{R_0} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \eta \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial r^2} = 0 \quad (23)$$

in  $z$ -Richtung:

$$-\frac{\partial p}{\partial z} + \eta \frac{\partial^2 u_z}{\partial r^2} = 0 \quad (24)$$

### 2.1.1 Ermittlung der Geschwindigkeitsverteilung

Da der Druck in radialer Richtung konstant ist, ist es möglich, die Geschwindigkeitskomponenten der einzelnen Koordinatenrichtungen direkt durch eine zweimalige Integration der Bewegungsgleichungen (Gleichung 22 – 24) nach  $r$  zu berechnen. Die bei der Integration auftretenden Konstanten können mit Hilfe der bekannten Randbedingungen für die einzelnen Geschwindigkeiten bestimmt werden. Nach Ausführung der Integration erhält man folgende Beziehungen für die Geschwindigkeitskomponenten:

---

<sup>4</sup>Dies ist allerdings nur statthaft, wenn nicht nach der Polarkoordinate abgeleitet, bzw. die Polarkoordinate abgeleitet wird.

in  $r$ -Richtung:

$$u_r(r) = C_1 r + C_2 \quad (25)$$

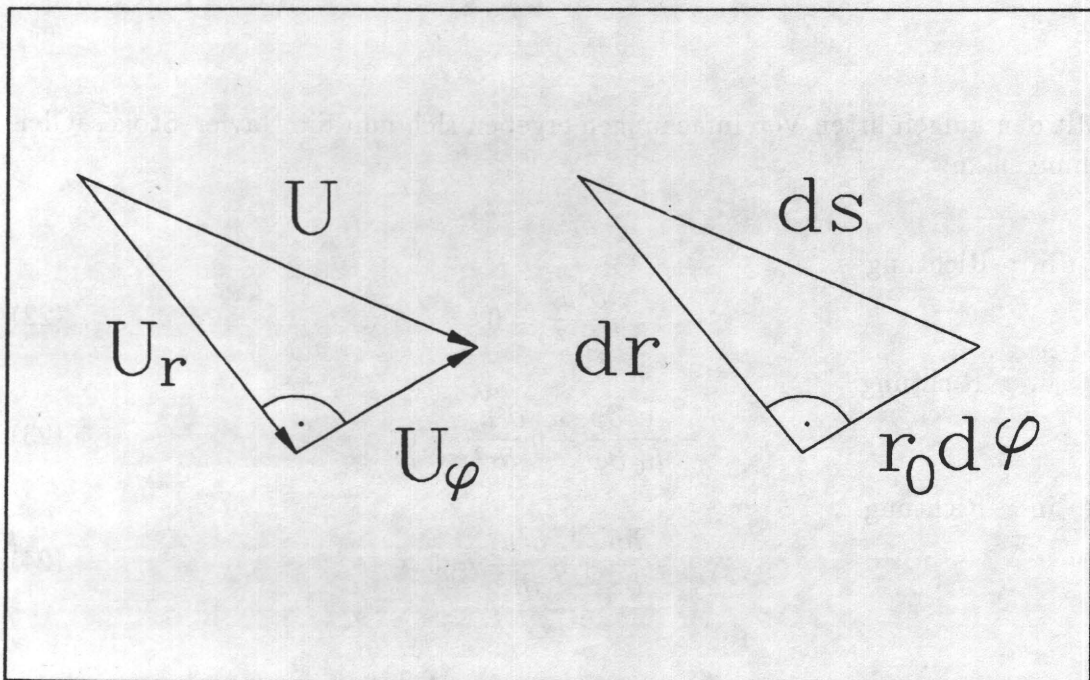
in  $\varphi$ -Richtung:

$$u_\varphi(r) = \frac{1}{2R_0\eta} \frac{\partial p}{\partial \varphi} r^2 + C_3 r + C_4 \quad (26)$$

in  $z$ -Richtung:

$$u_z(r) = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} r^2 + C_5 r + C_6 \quad (27)$$

Die Konstanten  $C_1$  bis  $C_6$  kann man mit Hilfe der Randbedingungen bestimmen. Dazu läßt sich die radiale Komponente der Geschwindigkeit am Rand aus den geometrischen Zusammenhängen, wie sie in Bild 2.3 dargestellt sind, herleiten.



**Bild 2.3**

Geometrischer Zusammenhang der Geschwindigkeitskomponenten

Der Betrag des Geschwindigkeitsvektors ergibt sich bekanntermaßen zu:

$$u^2 = u_r^2 + u_\varphi^2 \quad (28)$$

Und die geometrische Beziehung zwischen den Komponenten ergibt sich zu:

$$\frac{dh}{R_0 d\varphi} = \frac{u_r}{u_\varphi} \quad (29)$$

Durch Umformen erhält man mit  $u = U_1$ :

$$u_r(r = R_0 + h) = \sqrt{\frac{U_1^2}{1 + \left(\frac{1}{R_0} \frac{dh}{dr}\right)^2}} \quad (30)$$

Weiterhin gilt an der Walzenoberfläche:

$$u_r(r = R_0) = 0 \quad (31)$$

Mit Hilfe dieser Randbedingungen ergibt sich nun folgende Beziehung für die radiale Geschwindigkeitskomponente:

$$u_r(r) = \frac{U_1}{\sqrt{1 + \left(\frac{R_0}{h'}\right)^2}} \frac{r - R_0}{h} \quad (32)$$

Die Konstanten  $C_3$  und  $C_4$  lassen sich aus den Randbedingungen für die Geschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung bestimmen. Für diese Geschwindigkeitskomponente gilt an der Walzenoberfläche:

$$u_\varphi(r = R_0) = U_0 \quad (33)$$

An der Papierbahn bestimmt man den Randwert für  $u_\varphi$  analog dem Randwert für  $u_r$  zu:

$$u_\varphi(r = R_0 + h) = \sqrt{\frac{U_1^2}{1 + \left(\frac{dh}{R_0 d\varphi}\right)^2}} \quad (34)$$

Damit folgt für die Geschwindigkeit in Umfangsrichtung:

$$\begin{aligned} u_\varphi(r) = & \frac{1}{2 R_0 \eta} \frac{\partial p}{\partial \varphi} r^2 + \left[ \frac{1}{h} \left( \frac{u_1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\partial h}{R_0 \partial \varphi}\right)^2}} - u_0 \right) - \frac{1}{2 R_0 \eta} \frac{\partial p}{\partial \varphi} (2 R_0 + h) \right] r + \\ & + u_0 \left( 1 + \frac{R_0}{h} \right) - \frac{u_1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\partial h}{R_0 \partial \varphi}\right)^2}} \frac{R_0}{h} + \frac{1}{2 \eta} \frac{\partial p}{\partial \varphi} (R_0 + h) \end{aligned} \quad (35)$$

Da sich die Papierbahn in der  $z$ -Richtung nicht bewegen soll<sup>5</sup>, sind hier auch die Geschwindigkeitskomponenten in dieser Richtung null:

$$u_z(r = R_0) = 0 \quad (36)$$

$$u_z(r = R_0 + h) = 0 \quad (37)$$

Man erhält für die Geschwindigkeit in Breitenrichtung:

$$u_z(r) = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} (r - R_0) [(r - R_0) - h] \quad (38)$$

<sup>5</sup>Eine Bewegung in dieser Richtung resultiert lediglich aus einer unsauberen Bahnführung auf der Kühlwalze

### 2.1.2 Ableitung der Kontinuitätsgleichung für das Modell

Im allgemeinen besagt die Kontinuitätsgleichung, daß die zeitliche Änderung der Masse in einem betrachteten Volumen gleich dem durch die Oberfläche des Volumens ein- und austretenden und den im Volumen erzeugten bzw. vernichteten Massenströmen ist. Da in dem betrachteten Fall nur der stationäre Zustand von Interesse ist, müssen die zeitlichen Änderungen nicht berücksichtigt werden. Damit lautet die Kontinuitätsgleichung in differentieller Form für den vorliegenden Fall:

$$\frac{1}{R_0} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0^6 \quad (39)$$

Bilanziert man nun die Gesamtmasse der ein- und austretenden Massenströme, so erhält man die integrale Form der Kontinuitätsgleichung, in der die Integrale der Geschwindigkeiten die jeweiligen Volumenströme des Fluids über die Querschnittsfläche darstellen:

$$\frac{1}{R_0} \frac{\partial}{\partial \varphi} \int_{R_0}^{R_0+h} u_\varphi(r) dr + \int_{R_0}^{R_0+h} \frac{\partial u_r(r)}{\partial r} dr + \frac{\partial}{\partial z} \int_{R_0}^{R_0+h} u_z(r) dr = 0 \quad (40)$$

Setzt man die entsprechenden Beziehungen für die Geschwindigkeitskomponenten (Gleichung 32, 35 und 38) in diese Gleichungen ein, so lassen sich durch Lösen der bestimmten Integrale die einzelnen Volumenströme errechnen.

In  $\varphi$ -Richtung erhält man:

$$V_\varphi = \frac{1}{2} \left( \frac{U_1}{\sqrt{1 + \left( \frac{\partial h}{R_0 \partial \varphi} \right)^2}} + U_0 \right) h - \frac{1}{12 R_0 \eta} \frac{\partial p}{\partial \varphi} h^3 \quad (41)$$

und in  $z$ -Richtung:

$$V_z = -\frac{1}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial z} h^3. \quad (42)$$

In  $r$ -Richtung ist es überflüssig den Volumenstrom explizit zu berechnen, da hier die partielle Ableitung nach der Radialkoordinate nicht vor das Integral gezogen werden kann. Die Lösung des bestimmten Integrals lautet hier:

$$\int_{R_0}^{R_0+h} \frac{\partial u_r(r)}{\partial r} dr = \int_{R_0}^{R_0+h} \partial u_r(r) = \frac{U_1}{\sqrt{1 + \frac{1}{\left( \frac{\partial h}{R_0 \partial \varphi} \right)^2}}} \quad (43)$$

Mit Hilfe der bisher abgeleiteten Beziehungen läßt sich nun die modifizierte Reynoldsche Differentialgleichung aufstellen.

<sup>6</sup>Da die Dichte des Fluids nicht veränderlich ist, läßt sie sich aus der Gleichung herauskürzen.



### 2.1.3 Darstellung der Reynoldsen Differentialgleichung

Durch Einsetzen der Beziehungen für die Volumenströme (Gleichung 41 bis 43) in die Kontinuitätsgleichung 40 erhält man die modifizierte Reynoldsen Differentialgleichung.

$$\frac{1}{R_0^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{\partial p}{\partial \varphi} h^3 \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial p}{\partial z} h^3 \right) = \frac{6 \eta U}{R_0} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[ \left( \frac{U_1}{U} \frac{1}{\sqrt{1 + \left( \frac{\partial h}{R_0 \partial \varphi} \right)^2}} + \frac{U_0}{U} \right) h \right] + 12 \eta U_1 \frac{1}{\sqrt{1 + \left( \frac{\partial h}{R_0 \partial \varphi} \right)^2}} \quad (44)$$

Die eigentliche Reynoldsen Differentialgleichung, wie sie bei Cameron [4] zu finden ist, sieht etwas einfacher aus, da sie die Geschwindigkeitskomponente in radialer Richtung nicht berücksichtigt<sup>7</sup>.

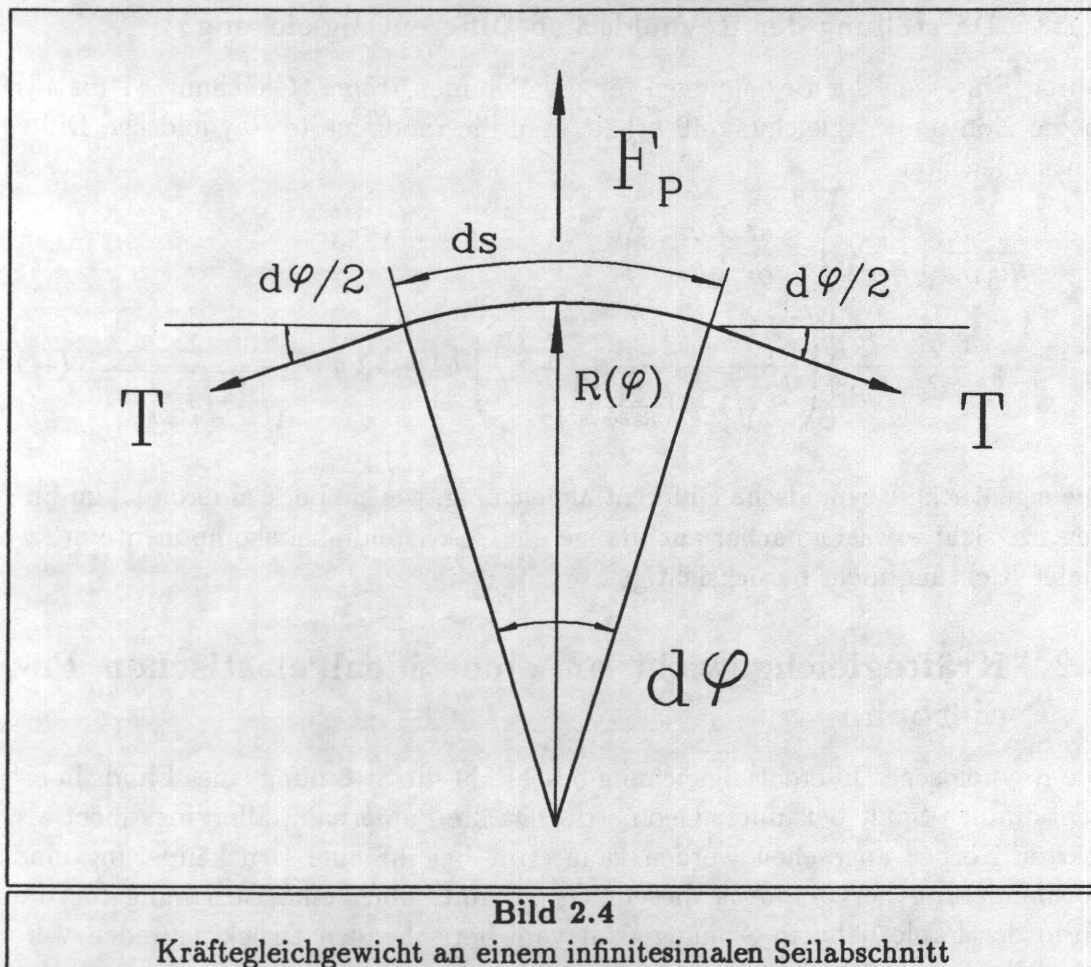
## 2.2 Kräftegleichgewicht an einer ideal elastischen Papierbahn

Die Reynoldsen Differentialgleichung beschreibt die Strömung eines Fluids in einem dünnen Spalt bekannter Geometrie. Da die Papierbahn allerdings nicht als starrer Körper angesehen werden kann, ruft bei ihr eine Druckänderung eine Formänderung hervor. Aus diesem Grund muß noch eine Beziehung für die Form der Papierbahn in Abhängigkeit vom herrschenden Druck gefunden werden. Wie Eshel und Elrod [6] gezeigt haben, kann man in diesem Zusammenhang die Papierbahn als ideal flexibel betrachten. Ideale Flexibilität bedeutet, daß sich die Papierbahn mechanisch wie ein undeformbares Seil verhält, das lediglich Normalkräfte übertragen kann.

Da an der Papierbahn am Rand keine äußeren Kräfte angreifen, kann man zeigen, daß die Normalspannung in Breitenrichtung über den gesamten Querschnitt ebenfalls zu null gesetzt werden kann. Das bedeutet, die Papierbahn wird idealistisch als eine große Anzahl parallel nebeneinander liegender einzelner Seile betrachtet. Langlois [11] bezeichnet diese Seile als "Guitar Strings". Die Form jedes einzelnen Seils wird nur durch den Druck unter dem Seil bestimmt. Die Kopplung der Seile in Breitenrichtung wird durch den Druckverlauf in dieser Richtung, der mit der Reynoldsen Differentialgleichung beschrieben wird, erreicht.

In Bild 2.4 sind die an einem solchen Seil wirkenden Kräfte an einem infinitesimalen Abschnitt des Seils dargestellt.

<sup>7</sup>Die Berücksichtigung der radialen Geschwindigkeitskomponente ist auch für die meisten Anwendungsfälle der Reynoldsen Differentialgleichung nicht erforderlich



Für das Kräftegleichgewicht in horizontaler Richtung ergibt sich:

$$T \cos\left(\frac{d\varphi}{2}\right) - T \cos\left(\frac{d\varphi}{2}\right) = 0 \quad (45)$$

Diese Beziehung ist natürlich immer erfüllt. Aus dem Kräftegleichgewicht in vertikaler Richtung erhält man nun den Zusammenhang zwischen dem Druck unter der Papierbahn  $p$ , dem Umgebungsdruck  $p_0$  und der Normalkraft in dem Seil  $T$ :

$$p \, ds - p_0 \, ds - \frac{T}{B} \sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right) - \frac{T}{B} \sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right) = 0 \quad (46)$$

Da die Krümmung der Papierbahn klein ist und die Winkeländerungen ebenfalls klein sind, kann man folgende Vereinfachungen einführen:

- Für kleine Winkel gilt:

$$\sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right) = \frac{d\varphi}{2}. \quad (47)$$

- Für den Zusammenhang zwischen der Bogenlänge und dem Winkel findet man bei Bronstein [3] :

$$ds = \sqrt{R^2 + \left(\frac{dR}{d\varphi}\right)^2}. \quad (48)$$

Für kleine Winkel darf auch angenommen werden, daß die Änderung des Krümmungsradius klein gegenüber dem Krümmungsradius ist. Damit ergibt sich für die Bogenlänge:

$$ds = R d\varphi. \quad (49)$$

Setzt man die dargestellten Vereinfachungen in das Kräftegleichgewicht (Gleichung 46) ein, so erhält man den gesuchten Zusammenhang zwischen dem Druck und der Normalkraft in der Papierbahn:

$$p - p_0 = \frac{T}{B R(\varphi)} \quad (50)$$

Für den Krümmungsradius findet man bei Bronstein [3] die Darstellung in Polarkoordinaten:

$$R = \frac{\left[\left(\frac{dr}{d\varphi}\right)^2 + r^2\right]^{\frac{2}{3}}}{2 \left(\frac{dr}{d\varphi}\right)^2 - r \frac{d^2r}{d\varphi^2} + r^2} \quad (51)$$

Eshel und Elrod [7] haben gezeigt, daß man in dem vorliegenden Fall für den Krümmungsradius die vereinfachte Beziehung:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_0^2} \frac{\partial^2 r}{\partial \varphi^2} \quad (52)$$

verwenden darf. Die Spalthöhe  $h$  wird wie folgt definiert:

$$h = r - R_0 \quad (53)$$

Setzt man nun die Gleichungen 52 und 53 in das Kräftegleichgewicht (Gleichung 50) ein, so ergibt sich der gesuchte Zusammenhang zwischen dem Druck und der Spalthöhe:

$$p - p_0 = \frac{T}{B} \left( \frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_0^2} \frac{\partial^2 h}{\partial \varphi^2} \right) \quad (54)$$

Mit dieser Gleichung stehen nun die nötigen Beziehungen zur Verfügung, um die Form der Papierbahn und die Strömung im Luftspalt zu beschreiben. Da es allerdings recht schwierig ist, physikalisch sinnvolle Randbedingungen für das vollständige Modell zu finden, sollen im folgenden einige Vereinfachungen eingeführt werden, die es ermöglichen, sinnvolle Randbedingungen zu finden.



### 2.3 Vereinfachtes zweidimensionales Modell

Als erstes soll die radiale Geschwindigkeitskomponente  $u_r$  vernachlässigt werden. Dies ist auch in dem Bereich, in dem die Papierbahn parallel zur Kühlwalzenoberfläche verläuft, legitim. Hier treten aufgrund der geringen Spalthöhe und der Bedingung, daß an der Papierbahn bzw. an der Kühlwalzenoberfläche die Luft an der Wand anhaftet und damit dort die Radialkomponente null ist, keine radialen Geschwindigkeitskomponenten auf. Damit vereinfacht sich die hergeleitete Reynold'sche Differentialgleichung (Gleichung 44) zu der bekannten Reynold'schen Differentialgleichung, wie sie auch bei Cameron [4] zu finden ist:

$$\frac{1}{R_0^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{\partial p}{\partial \varphi} h^3 \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial p}{\partial z} h^3 \right) = \frac{6 \eta U}{R_0} \frac{\partial h}{\partial \varphi} \quad (55)$$

Als nächstes soll der Einfluß der seitlichen Ausströmung der Luft aus dem Spalt abgeschätzt werden.

#### 2.3.1 Abschätzung des Einflusses der seitlichen Ausströmung der Luft

Zur Abschätzung des Einflusses der seitlichen Ausströmung der Luft aus dem Spalt werden einige stark vereinfachende Annahmen getroffen:

- Der Einfluß der Druckänderung in Umfangsrichtung wird vernachlässigt:

$$\frac{\partial p}{\partial \varphi} = 0. \quad (56)$$

- Die Papierbahn sei in Breitenrichtung starr, d.h. die Spalthöhe ist keine Funktion von der Koordinate in Breitenrichtung  $z$  und die tragende Kraft ergibt sich aus einer Intergration des Druckes über die Breite der Papierbahn:

$$\frac{1}{B} \int_{-\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}} p \, dz = \frac{T}{R B} \quad (57)$$

- Da für diese Abschätzung nur der Bereich, in dem die Papierbahn und die Kühlwalze parallel verlaufen von Interesse ist, kann für den Krümmungsradius vereinfachend den Kühlwalzenradius einsetzen:

$$R = R_0 \quad (58)$$

Mit diesen Vereinfachungen erhält man nun die beiden folgenden Gleichungen:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial p}{\partial z} h^3 \right) = \frac{6 \eta U}{R_0} \frac{\partial h}{\partial \varphi} \quad (59)$$



und

$$\frac{1}{B} \int_{-\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}} p \, dz = \frac{T}{R_0 B} \quad (60)$$

Zur Lösung der Integralgleichung 60 muß man die Abhängigkeit des Drucks von der Koordinate in Breitenrichtung  $z$  kennen. Dazu ist es erforderlich, Gleichung 59 zweimal zu integrieren. Mit den folgenden Randbedingungen:

- der Druckverlauf sei zur Mittelfaser der Papierbahn symmetrisch:

$$\left. \frac{\partial p}{\partial z} \right|_{z=0} = 0; \quad (61)$$

- der Druck am Rand der Papierbahn sei null:

$$p|_{z=\frac{B}{2}} = p|_{z=-\frac{B}{2}} = 0; \quad (62)$$

erhält man für den Druckverlauf über die Breite der Papierbahn:

$$p = \frac{3 \eta U}{R_0 h^3} \frac{\partial h}{\partial \varphi} \left( z^2 - \frac{B^2}{4} \right). \quad (63)$$

Setzt man diese Beziehung nun in das integrale Kräftegleichgewicht an der Papierbahn (Gleichung 60) ein, so ergibt sich nachdem die bestimmte Integration ausgeführt ist die folgende Differentialgleichung:

$$\frac{d h}{d \varphi} = - \frac{2 T}{\eta B^3 U} h^3 \quad (64)$$

Da die Druckänderung in Umfangsrichtung bei dieser Rechnung vernachlässigt wird, beschreibt diese Gleichung die Absenkung der Papierbahn, die notwendig ist, um den Gesamtdruck (das Integral des Druckes über die Breite) unter der Papierbahn konstant zu halten<sup>8</sup>. Die Differentialgleichung 64 kann analytisch, durch Trennung der Veränderlichen, gelöst werden. Man erhält die folgende Lösung, die von der Anfangsspalthöhe  $h_0$  und der Winkelkoordinate  $\varphi$  abhängig ist:

$$h = \frac{h_0}{\sqrt{1 + \frac{4 T h_0^2 \varphi}{\eta B^3 U}}} \quad (65)$$

Im folgenden Bild ist der berechnete Verlauf der Spalthöhe für zwei unterschiedlich breite Papierbahnen dargestellt.

<sup>8</sup>Da sich die Zugkraft an der Papierbahn nicht ändert, bleibt die Belastung der Papierbahn und damit der benötigte Tragdruck unter der Papierbahn konstant

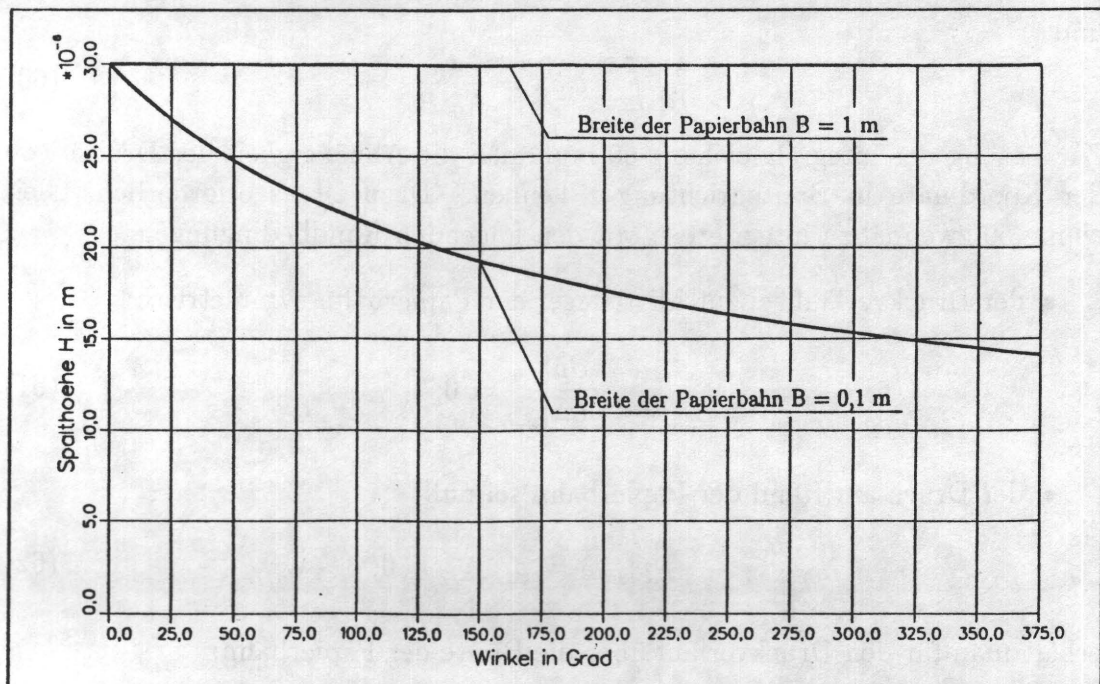


Bild 2.5

Spalthöhe  $h$  in Abhängigkeit vom Umschlingungswinkel

Wie man sieht sinkt die breite Bahn ( $B = 1 \text{ m}$ ) während einer Umdrehung praktisch nicht ab ( $h(\varphi = 360^\circ) = 29,5 \mu\text{m}$ ). Daraus kann man schließen, daß bei einer Bahn dieser Breite der Einfluß der seitlichen Ausströmung der Luft aus dem Spalt vernachlässigbar ist. Bei der schmalen Papierbahn ( $B = 0,1 \text{ m}$ ) dagegen, macht sich der seitliche Leckstrom wesentlich stärker bemerkbar ( $h(\varphi = 360^\circ) = 14,3 \mu\text{m}$ ). Da die in der Praxis verwendeten Bahnen in der Regel breiter als  $0,5 \text{ m}$  sind, soll im folgenden der Einfluß der seitlichen Leckströmung vernachlässigt werden.

## 2.4 Lösung des zweidimensionalen Modells

Unter Vernachlässigung der seitlichen Ausströmung des Fluids erhält man nun die zweidimensionale Reynoldssche Differentialgleichung in der folgenden Form:

$$\frac{1}{R_0^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{\partial p}{\partial \varphi} h^3 \right) = \frac{6 \eta U}{R_0} \frac{\partial h}{\partial \varphi} \quad (66)$$

Diese Gleichung läßt sich einmal integrieren und man erhält:

$$\frac{\partial p}{\partial \varphi} = 6 \eta U R_0 \frac{h - h^*}{h^3} \quad (67)$$

Aus der Kräftebilanz an der Papierbahn erkennt man, daß eine Formänderung der Papierbahn eine Druckänderung bewirkt, bzw. eine Druckänderung eine Formänderung. Es ist also zu vermuten, daß nachdem sich der Luftspalt im Einlaufbereich ausgebildet hat ein Bereich in Umfangsrichtung existiert, in dem die Spalthöhe nur um einen sehr kleinen Betrag von einem konstanten Wert  $h = h^*$  abweicht. Dies bedeutet, daß in diesem Bereich der Druck nahezu konstant und die Druckänderung mit  $\frac{\partial p}{\partial \varphi} = 0$  angenommen werden können. Die Integrationskonstante  $h^*$  bezeichnet hierbei die Spalthöhe in diesem Bereich, der künftig als *Uniformitätsbereich* bezeichnet werden soll.

Zur Lösung der Reynoldsen Differentialgleichung muß die Beziehung für das Kräftegleichgewicht 54 nun einmal nach  $\varphi$  abgeleitet und die daraus resultierende Beziehung in Gleichung 67 eingesetzt werden:

$$\frac{\partial^3 h}{\partial \varphi^3} = \frac{h^* - h}{h^3}. \quad (68)$$

Die Randbedingungen für den Ein- und Auslaufbereich lauten:

$$\varphi \Rightarrow \pm \infty : p(\varphi) = p_0 = 0 \quad (69)$$

Dies bedeutet, daß im Ein- bzw. Auslauf der Krümmungsradius der Papierbahn unendlich werden muß, d.h. die Papierbahn hat die Form einer ebenen Fläche.

Die dimensionslose Darstellung der Gleichungen wird durch die Einführung folgender Faktoren erreicht:

- die dimensionslose Höhe  $H$ :

$$H(\varphi) = \frac{h(\varphi)}{H^* R_0 \varepsilon^2} \quad (70)$$

- der dimensionslose Winkel  $\xi$ :

$$\xi = \frac{\varphi}{H^* \varepsilon} \quad (71)$$

- der dimensionslose Druck  $\Pi$ :

$$\Pi = \frac{p - p_0}{\frac{T}{B R_0}} = \frac{B R_0}{R} \quad (72)$$

- mit dem Faktor  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon = \left( \frac{6 \eta B U}{T} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (73)$$

$H^*$  bezeichnet dabei die dimensionslose Spalthöhe im Uniformitätsbereich. Das bedeutet, daß nun die dimensionslose Spalthöhe  $H$  in diesem Bereich den Wert 1 annehmen muß. Setzt man diese Größen in Gleichung 68 ein, so erhält man die dimensionslose Modellgleichung mit:

$$\frac{\partial^3 H}{\partial \xi^3} = \frac{1 - H}{H^3} \quad (74)$$

Diese Gleichung dritten Grades verlangt für ihre Lösung drei Startwerte. Im Ein- und Auslaufbereich ist die Stelle an der der Druck zu null wird nicht exakt bekannt. Ebenfalls kennt man dort die Spalthöhe nicht. Um die Startwerte zu erhalten, muß man sich folgender Überlegungen, die bereits Eshel und Elrod [7] sowie Barlow [2] angewendet haben, bedienen. Im Uniformitätsbereich ist die Änderung der Spalthöhe  $H$  gering, d.h. Man kann in diesem Bereich für die Spalthöhe die folgende Beziehung einführen:

$$H = 1 + f \quad (75)$$

Die Größe  $f$  ist dabei sehr klein, sodaß man sämtliche Produkte von  $f$  vernachlässigen kann. Setzt man nun Gleichung 75 und die entsprechende Ableitung von  $H$  in Gleichung 74 ein, so ergibt sich die folgende gewöhnliche Differentialgleichung dritten Grades:

$$\frac{d^3 f}{d\xi^3} + f = 0. \quad (76)$$

Die Lösung dieser Gleichung findet man bei Kamke [10] mit:

$$f = C_1 e^{-\xi} + e^{\frac{\xi}{2}} \left[ C_2 \sin \left( \frac{\sqrt{3}}{2} \xi \right) + C_3 \cos \left( \frac{\sqrt{3}}{2} \xi \right) \right] \quad (77)$$

Nach einigen Umformungen erhält man daraus:

$$f = A_1 e^{-\xi} + A_2 e^{\frac{\xi}{2}} \sin \left( \frac{\sqrt{3}}{2} \xi \right) \quad (78)$$

Setzt man diese Beziehung in Gleichung 75 ein, so ergibt sich für die Spalthöhe  $H$  und deren Ableitungen:

$$H = 1 + A_1 e^{-\xi} + A_2 e^{\frac{\xi}{2}} \sin \left( \frac{\sqrt{3}}{2} \xi \right) \quad (79)$$

$$\frac{\partial H}{\partial \xi} = -A_1 e^{-\xi} + A_2 e^{\frac{\xi}{2}} \sin \left( \frac{\sqrt{3}}{2} \xi + \frac{\pi}{3} \right) \quad (80)$$

$$\frac{\partial^2 H}{\partial \xi^2} = A_1 e^{-\xi} + A_2 e^{\frac{\xi}{2}} \sin \left( \frac{\sqrt{3}}{2} \xi + \frac{2\pi}{3} \right) \quad (81)$$



Damit ist es nun möglich, drei physikalisch sinnvolle Randbedingungen zu finden, die nur noch von den beiden Konstanten  $A$ , die frei wählbar sind, abhängen. Zur Identifizierung der Konstanten werden diese variiert und mit den so erhaltenen Startwerten die Gleichung 74 numerisch gelöst, bis die Lösung die Randbedingung 69 erfüllt. Dazu ist es erforderlich, die Randbedingung etwas umzuschreiben.

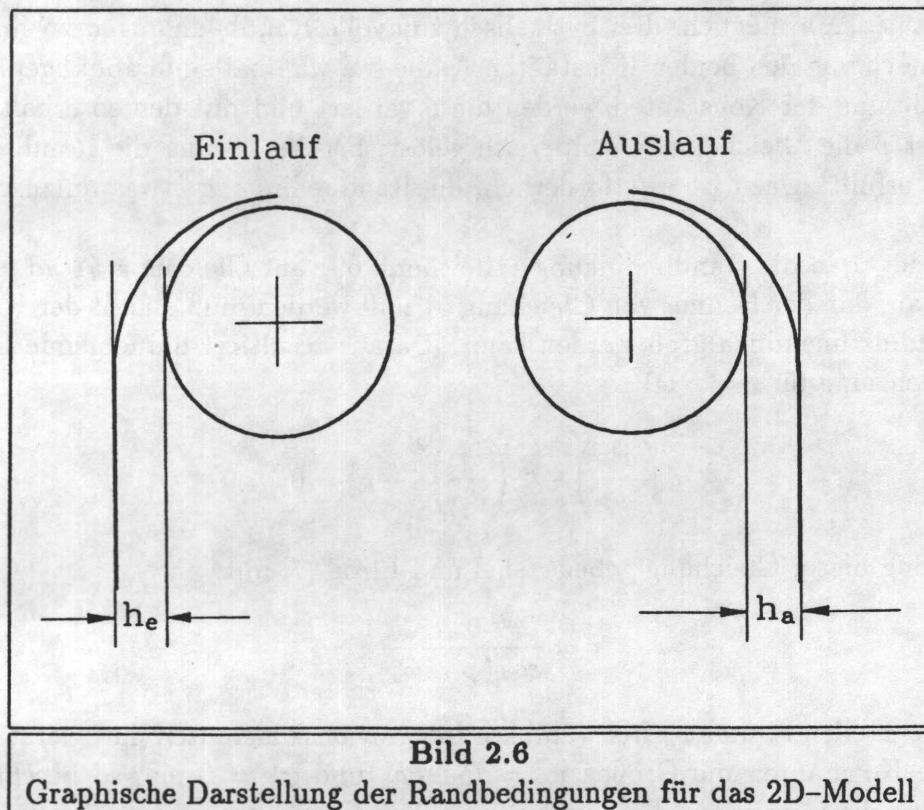
Wendet man die Randbedingung (Gleichung 69) auf Gleichung 51 an so erkennt man, daß der Nenner von Gleichung 51 null werden muß, damit der Krümmungsradius unendlich groß werden kann. Daraus resultiert die folgende Differentialgleichung für  $r = r(\varphi)$ :

$$r \left( \frac{d^2 r}{d\varphi^2} \right) - 2 \left( \frac{dr}{d\varphi} \right)^2 - r^2 = 0 \quad (82)$$

Die Lösung dieser Gleichung geben Eshel und Elrod [7] mit:

$$r = \frac{r_a}{\cos(\varphi - \varphi_a)} \quad (83)$$

an. Dabei stellen  $r_a$  und  $\varphi_a$  frei wählbare Integrationskonstanten dar. Setzt man für diese Konstanten die Größen  $r_a = R_0 + h_a$  und  $\varphi_a = 0$  ein, so beschreibt die Lösung die Gerade, an die sich die Papierbahn asymptotisch annähert. Diese Asymptote ist, wie in Bild 2.6 dargestellt, um den Betrag  $h_a$  parallel zur Tangente der ruhenden Papierbahn an die Walze verschoben.



**Bild 2.6**  
Graphische Darstellung der Randbedingungen für das 2D-Modell

Ersetzt man nun in Gleichung 83 die Radialkoordinate  $r$  durch  $r = R_0 + h$  und führt die bekannten dimensionslosen Größen ein, so erhält man nachdem der Bruch als Reihe entwickelt wurde die folgende Beziehung:

$$R_0 (1 + H \epsilon^2) = (R_0 + h_a) \left( 1 + \frac{\xi^2 \epsilon^2}{2} + \dots \right). \quad (84)$$

Schreibt man noch  $h_a = H_a H^* R_0 \epsilon^2$  und bricht die Reihenentwicklung bereits nach dem ersten Term ab, so ergibt sich die folgende Beziehung für die Spalthöhe  $H$  im Unendlichen:

$$H|_{\xi \rightarrow \pm \infty} = H_a + H^* \frac{\xi^2}{2} \quad (85)$$

Leitet man diese Beziehung zweimal ab, so erhält man eine Bestimmungsgleichung für die bisher unbekannte Konstante  $H^*$ :

$$\left. \frac{\partial^2 H}{\partial \xi^2} \right|_{\xi \rightarrow \pm \infty} = H^* \quad (86)$$

Die Gleichung 74 wird nun für den Ein- und Auslaufbereich numerisch gelöst<sup>9</sup>,

<sup>9</sup>Dazu wird ein Predictor-Corrector-Verfahren nach Gear (siehe [9]) angewendet, das am Hochschulrechner der THD installiert ist. Dieses Verfahren verwendet eine explizite Formel (Predictor), um den unbekannten Wert vorherzusagen, und benutzt den so geschätzten Wert, um den unbekannten Wert aus einer impliziten Bestimmungsgleichung zu ermitteln (Corrector).

wobei die Konstanten A so lange variiert werden, bis die Konstante  $H^*$  für beide Bereiche denselben Wert annimmt. Das Ergebnis dieser Berechnungen ergibt für diese Konstante einen Wert von:

$$H^* = 0,643 \quad (87)$$

Die folgenden Bilder zeigen die berechneten Verläufe der dimensionslosen Spalthöhe, des dimensionslosen Drucks und das Geschwindigkeitsfeld, das sich im Spalt einstellt.

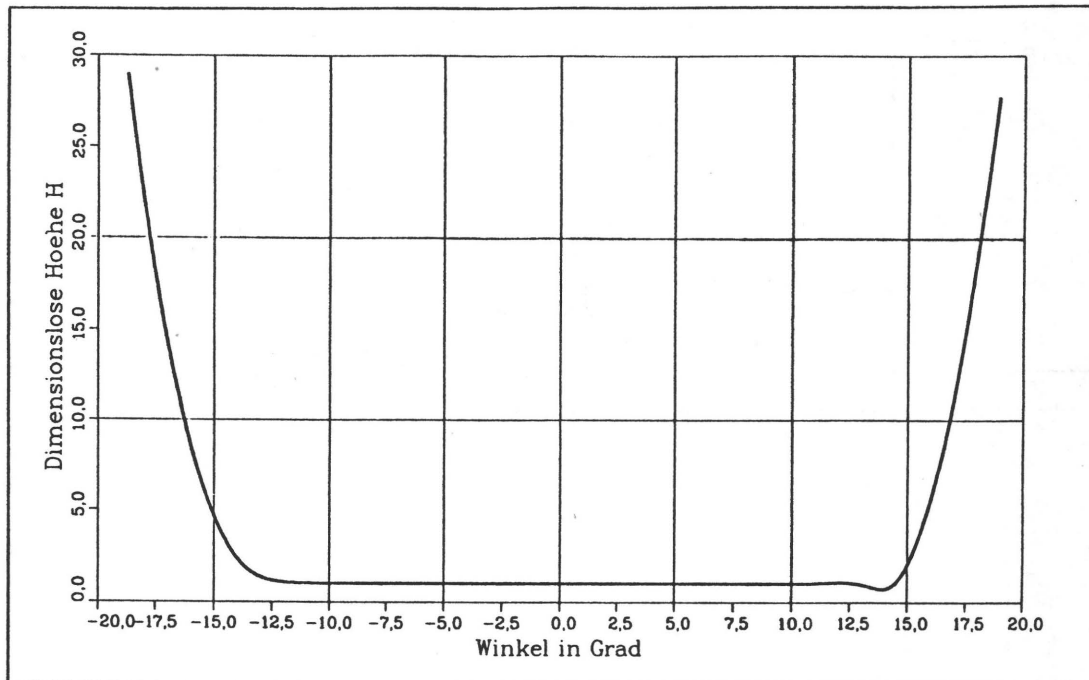


Bild 2.7

Darstellung der dimensionslosen Spalthöhe  $H$

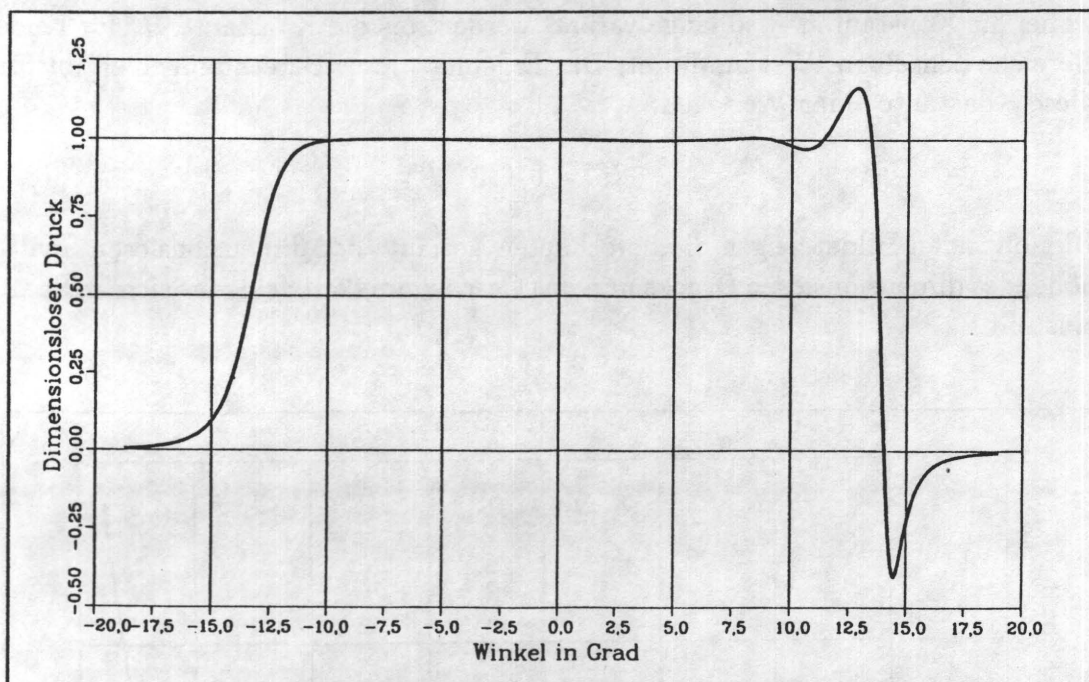


Bild 2.8

Darstellung des dimensionslosen Druckes II

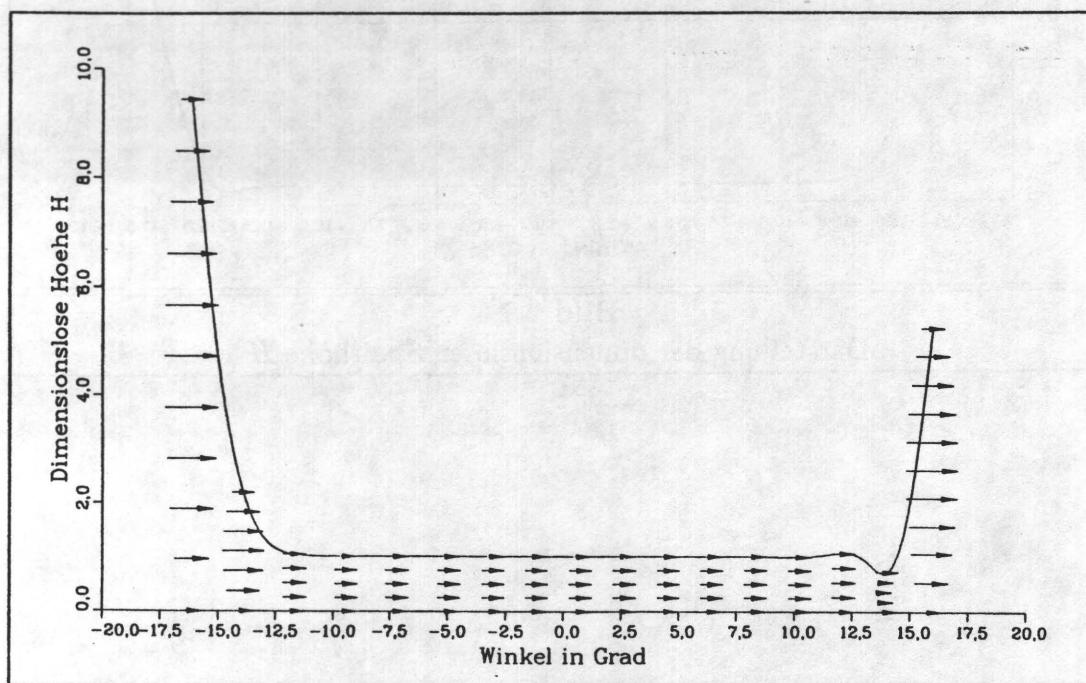


Bild 2.9

Darstellung der Geschwindigkeitsvektors



Mit den bisher gewählten Zahlenwerten ergibt sich eine Spalthöhe im Uniformitätsbereich von:

$$h^* = 0,643 R_0 \left( \frac{6 \eta B U}{T} \right)^{\frac{2}{3}} \text{ in } m \quad (88)$$

$$h^* = 0,643 * 0,2 * \left( \frac{6 * 2 \cdot 10^{-5} * 0,5 * 20}{300} \right)^{\frac{2}{3}} \text{ in } m$$

$$h^* = 3,241 \cdot 10^{-5} m = 32,2 \mu m$$

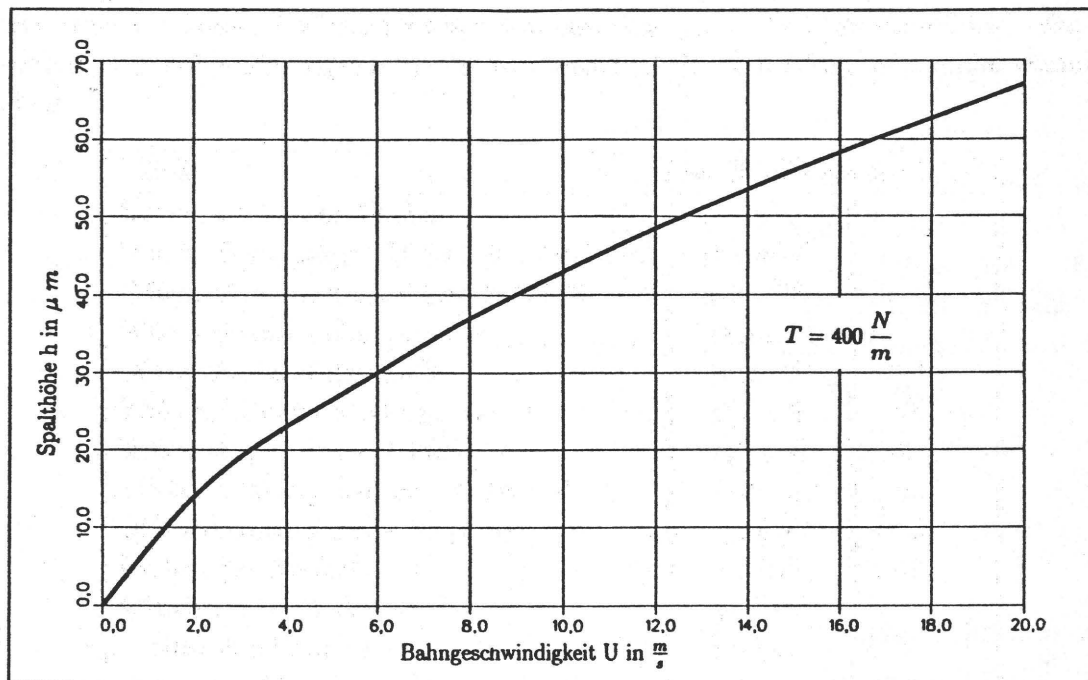
und für den im Spalt herrschenden Überdruck errechnet man mit Gleichung 72:

$$p = \Pi \cdot \frac{T}{B R_0} \text{ in } Pa$$

$$p = 1 \cdot \frac{300}{0,5 * 0,2} \text{ in } Pa$$

$$p = 3000 Pa = 0,03 \text{ bar}$$

In den folgenden Bildern sind die Abhängigkeit der Spalthöhe von der Geschwindigkeit  $U$  und der Bahnspannung  $T$  aufgetragen.



**Bild 2.10**

Spalthöhe  $h$  in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit  $U$

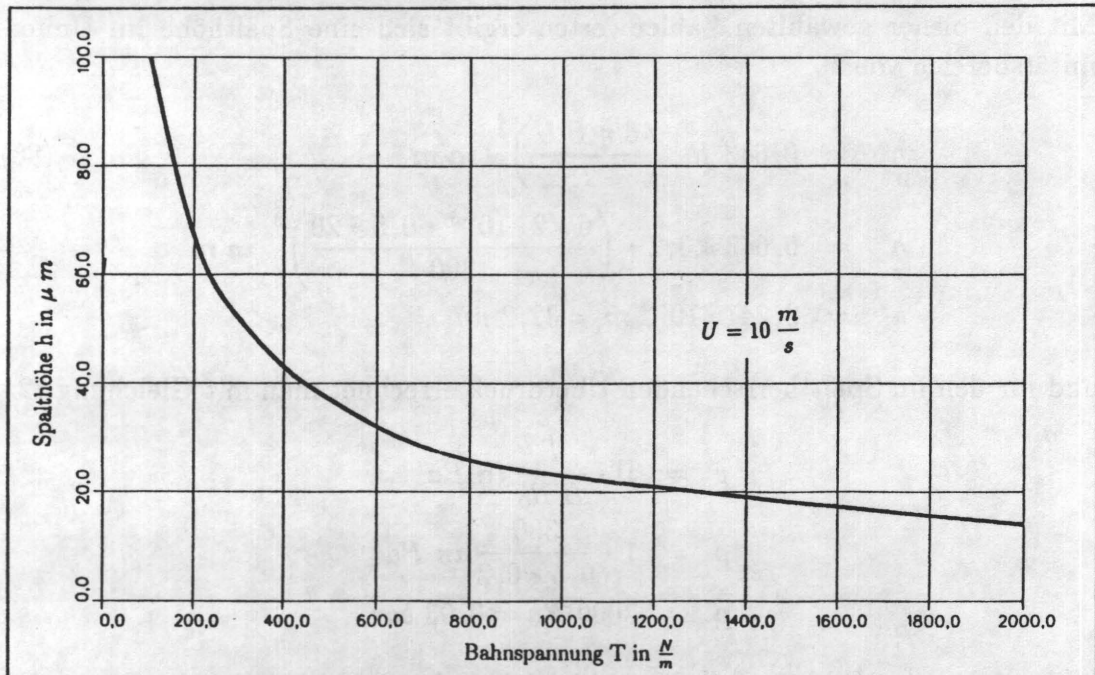


Bild 2.11

Spalthöhe  $h$  in Abhängigkeit von der Bahnspannung  $T$ 

## 2.5 Lösung des zweidimensionalen Modells unter Berücksichtigung der radialen Geschwindigkeit

Die Bewegungsgleichung zur Beschreibung der zweidimensionalen Strömung im Luftspalt unter Berücksichtigung der radialen Geschwindigkeitskomponente erhält man aus der modifizierten Reynoldsen-Differentialgleichung 44, wenn man den Term, der den Einfluß der seitlichen Ausströmung beschreibt, vernachlässigt. In dimensionsloser Darstellung ergibt sich die folgende Beziehung:

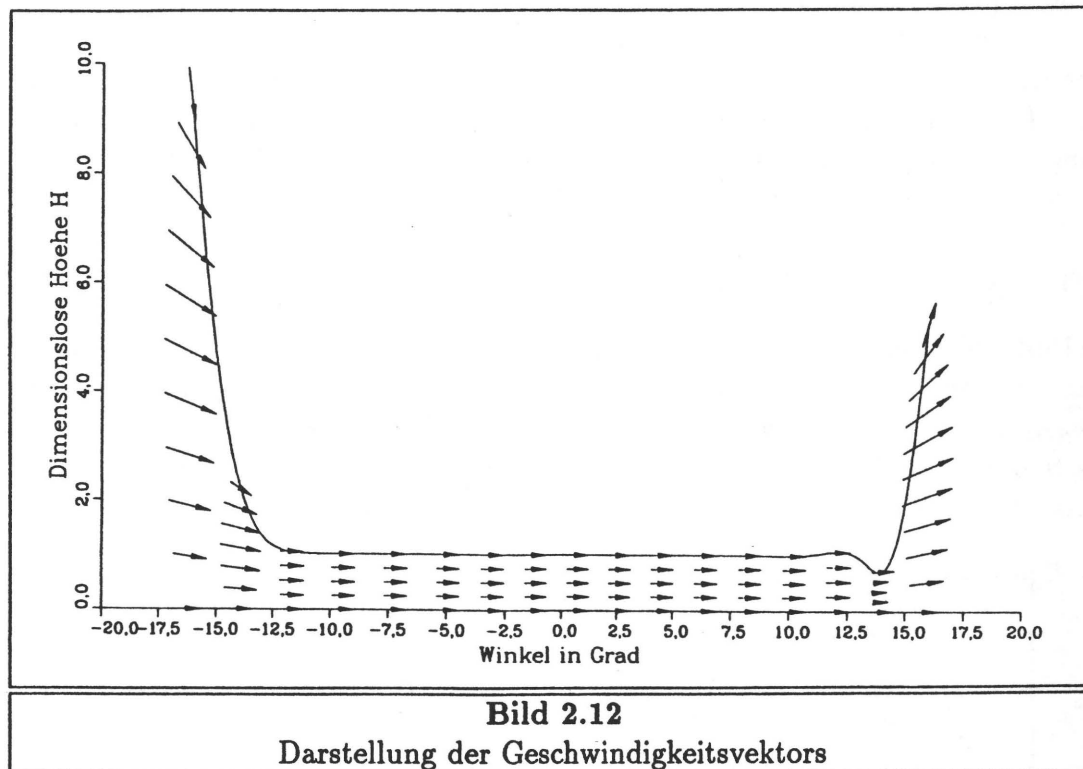
$$H^* \frac{\partial}{\partial \xi} \left( \frac{\partial \Pi}{\partial \xi} H^3 \right) = \frac{\partial}{\partial \xi} \left[ \left( \frac{U_1}{U} \frac{1}{\sqrt{1 + \left( \epsilon^2 \frac{\partial H}{\partial \xi} \right)^2}} + \frac{U_0}{U} \right) H \right] + \frac{2}{\epsilon} \frac{U_1}{U} \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1}{\epsilon^2} \left( \frac{\partial H}{\partial \xi} \right)^2}} \quad (89)$$

Als zweite Beziehung steht wieder das Kräftegleichgewicht an der Papierbahn in der folgenden dimensionslosen Form zur Verfügung:

$$\Pi = 1 - \frac{1}{H^*} \frac{\partial^2 H}{\partial \xi^2} \quad (90)$$

Dieses gekoppelte Differentialgleichungssystem läßt sich wieder mit dem Predictor-Corrector-Verfahren nach Gear lösen. Die benötigten Startwerte im Uniformitätsbereich sind die gleichen wie die Startwerte, die für die Lösung ohne radiale

Geschwindigkeitskomponente verwendet wurden, da ja im Uniformitätsbereich die radiale Geschwindigkeitskomponente verschwindend gering ist. Das folgende Bild zeigt den so berechneten Verlauf der dimensionslose Spalthöhe und das sich ergebende Geschwindigkeitsfeld.



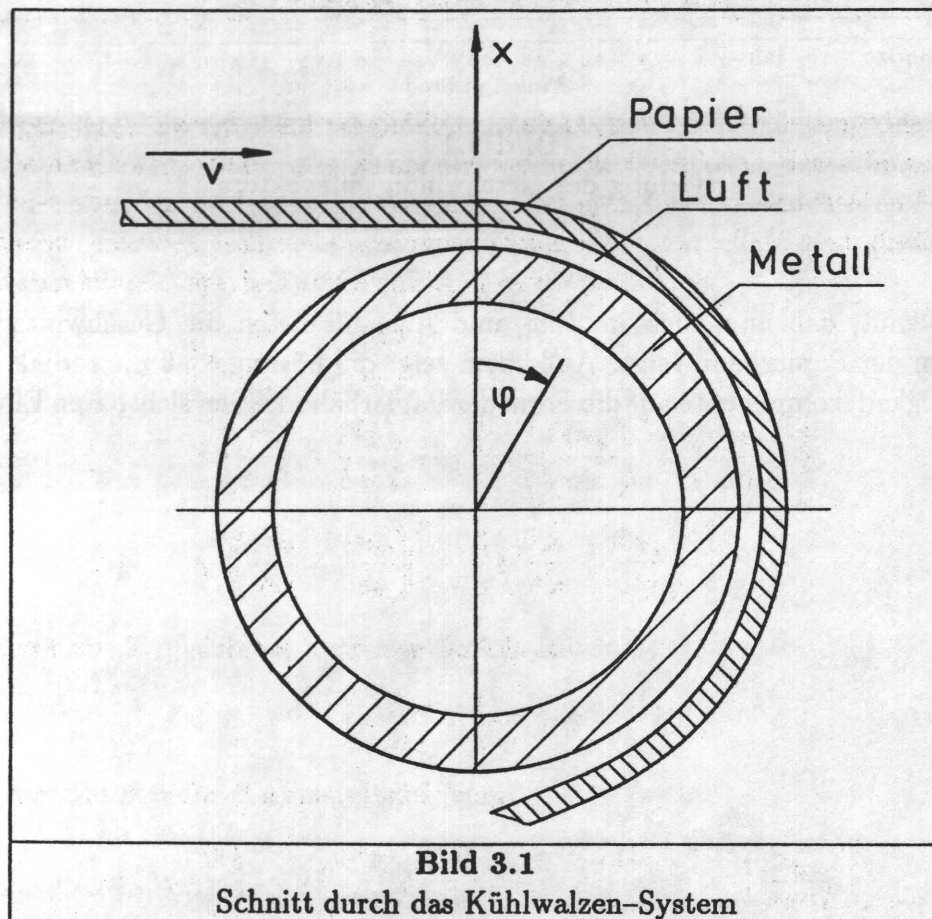
Man erkennt, daß nun auch im Ein- und Auslaufbereich die Geschwindigkeit der Form der Papierbahn folgt. Außerdem zeigt die Lösung, daß die radiale Geschwindigkeitskomponente auf die Form der Papierbahn keinen sichtbaren Einfluß hat.

### 3 Simulation des Temperaturverlaufs

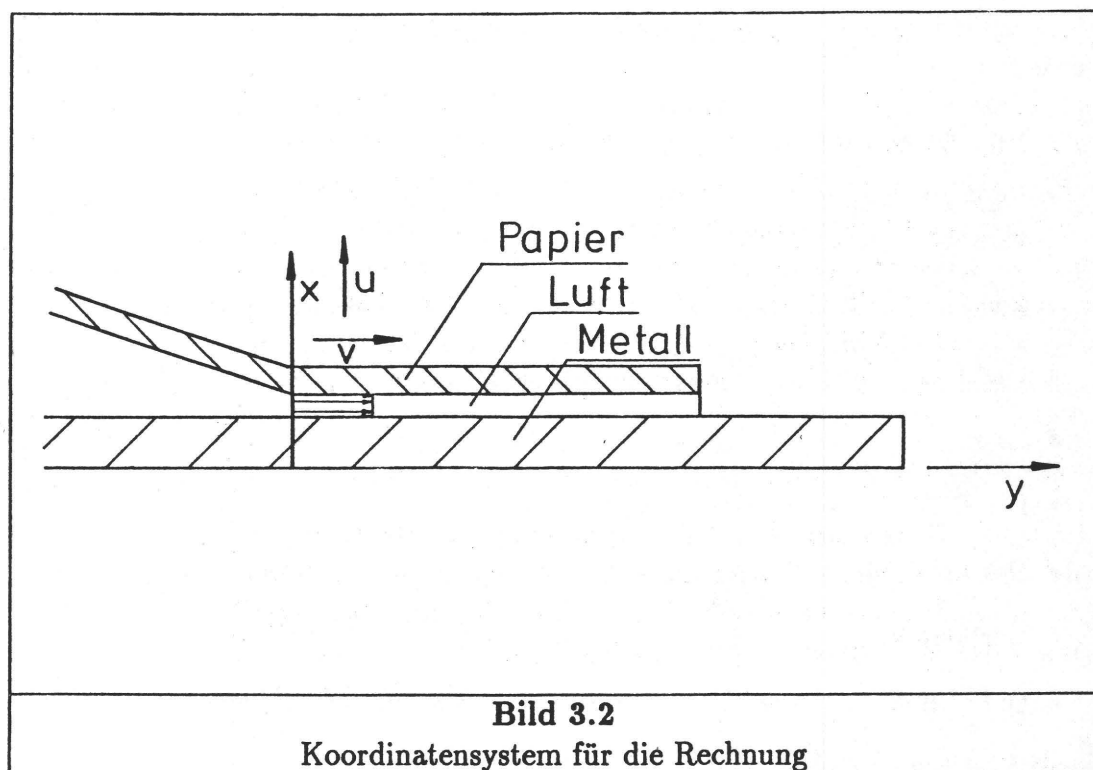
Zur Simulation des Temperaturverlaufs von der Papierbahn durch die Luftschicht in die Kühlwalze soll die Wärmeleitung durch diese drei Schichten den entscheidenden physikalischen Vorgang darstellen. Wie die vorangegangene Modellierung der Strömung im Luftspalt gezeigt hat, ist die Geschwindigkeit im Uniformitätsbereich nahezu konstant. Außerdem hat das Geschwindigkeitsprofil die Form einer flachen Parabel. Dies bedeutet, daß man für die Modellierung der Wärmeleitung durch die Luftschicht eine ausgebildete Kolbenströmung der Luft annehmen kann, ohne dabei einen entscheidenden Fehler zu machen.

#### 3.1 Ableitung des mathematischen Modells

In Bild 3.1 ist vereinfachend der Schnitt durch das Kühlwalze–Luftschicht–Papierbahn–System dargestellt. Da die Dicke der Papierbahn und der Luftschicht im Gegensatz zum Durchmesser der Kühlwalze sehr klein sind, ist es legitim das System, wie in Bild 3.2 gezeigt, in einem kartesischen zweidimensionalen Koordinatensystem darzustellen.







Im allgemeinen besagt die Energiebilanz, daß die zeitliche Änderung der Enthalpie in einem Kontrollvolumen gleich der durch die Oberfläche des Volumens ein- und austretenden und den im Volumen erzeugten bzw. vernichteten Energieströme ist. Für den Fall eines inkompressiblen Mediums erhält man die folgende zweidimensionale, stationäre Form der Energiegleichung:

$$\begin{aligned} \rho c \left( u_x \frac{\partial \vartheta}{\partial x} + u_y \frac{\partial \vartheta}{\partial y} \right) = \\ \lambda \left( \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial y^2} \right) + \eta \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_y}{\partial y} \right)^2 \right] \right. \\ \left. + \left( \frac{\partial u_y}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial y} \right)^2 - \frac{2}{3} \left( \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} \right)^2 \right\} \end{aligned} \quad (91)$$

Die Kontinuitätsgleichung für diesen Fall lautet:

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0 \quad (92)$$

Damit ergibt sich für die Energiegleichung:

$$\rho c \left( u_y \frac{\partial \vartheta}{\partial y} \right) = \lambda \left( \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial y^2} \right) + \eta \left[ \left( \frac{\partial u_y}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_y}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (93)$$

Für das vorliegende Modell sollen nun die folgenden Vereinfachungen getroffen werden:

- Die Luftströmung besitzt die Eigenschaft einer Kolbenströmung.
- Es wird zweidimensional gerechnet, d.h. die seitlichen Leckströme werden vernachlässigt.
- Zwischen den einzelnen Schichten besteht keine Relativgeschwindigkeit.
- Das Papier und die Metallwalze seien luftundurchlässig.
- Es existieren keine Geschwindigkeiten in senkrechter Richtung.
- Die Dicke der einzelnen Schichten bleibt konstant.
- Die Luftschicht ist inkompressibel, da die auftretenden Drücke klein sind.
- Der keilförmige Einlaufbereich der Luftschicht wird vernachlässigt.
- Die sich einstellende Luftschichtdicke wird als Parameter vorgegeben.
- Die Umgebungs- und die Wassertemperatur in der Walze sind konstant.
- Der Einfluß der Strahlung auf den Wärmetransport sei vernachlässigbar.

Mit diesen Vereinfachungen reduziert sich die Energiegleichung auf die folgende Form:

$$u_y \frac{\partial \vartheta}{\partial y} = \frac{\lambda}{\rho c} \left( \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial y^2} \right) \quad (94)$$

Diese Gleichung läßt sich noch weiter vereinfachen, da die Temperaturänderung in  $x$ -Richtung wesentlich größer als die Temperaturänderung in  $y$ -Richtung ist. Dies hat zur Folge, daß:

$$\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} \gg \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial y^2} \quad (95)$$

ist. Mit Hilfe dieser Vereinfachung und der Überführung der Koordinaten in die dimensionslose Form, mit:

$$X = \frac{x}{\delta} \quad (96)$$

$$Fo = \frac{\lambda y}{\rho c \delta^2 u_y} \quad (97)$$

erhält man die Fouriersche Wärmeleitungsgleichung:

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial X^2} \quad (98)$$

Die Schichtdicke  $\delta$  der Luftschicht soll konstant sein. Da der Ein- bzw. Auslaufbereich im Gegensatz zum Uniformitätsbereich relativ klein ist, wird die Abweichung der Spalthöhe von der Mindestspalthöhe  $h^*$  dort vernachlässigt. Dies und die Annahme einer Kolbenströmung bedeuten, daß die Luftschicht, ebenso wie das Papier und das Metall, sich in diesem Zusammenhang wie ein fester Körper verhält. Die Schichtdicke der Luftschicht ergibt sich aus der Mindestspalthöhe  $h^*$  nach Gleichung 88:

$$\delta_{\text{Luftschicht}} = h^* = 0,643 R_0 \left( \frac{6 \eta B U}{T} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (99)$$

Die Fouriersche Wärmeleitungsgleichung 98 wird zur Ermittlung des Temperaturfeldes nun simultan für jede der drei Schichten über den Uniformitätsbereich gelöst. Die Randbedingungen an der Papierbahnoberfläche und im Inneren der Walze sind durch den Wärmeübergang an diesen Flächen durch Konvektion gegeben und werden durch die Beziehung:

$$\dot{q} = \alpha \Delta \vartheta \quad (100)$$

mathematisch dargestellt. In dieser Gleichung kann die Wärmeübergangszahl über die bekannte Abhängigkeit der Nusselt Zahl von der Reynolds Zahl und der Prandtl Zahl für eine angeströmte Platte bestimmt werden. Für eine turbulenten Grenzschicht, die hierbei vorliegt, findet man im VDI-Wärmeatlas [1]:

$$Nu_{\text{turbulent}} = \frac{\alpha l}{\lambda} = \frac{0.037 Re^{0.8} Pr}{1 + 2,443 Re^{-0.1} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (101)$$

Die Übergangsbedingungen zwischen den Schichten sind durch die Forderung nach konstanten Temperaturen und konstanten Wärmeströmen an den Kontaktflächen gegeben.

Verläßt die Papierbahn die Kühlwalze, so wird die Fouriersche Wärmeleitungsgleichung 98 nur noch auf die Metallschicht angewendet und bis zum Ende der Umdrehung gelöst. Hierbei resultiert die obere Randbedingung für die Metallschicht nun ebenfalls aus dem konvektiven Wärmeübergang vom Metall an die Luft.

### 3.2 Lösung der Wärmeleitungsgleichung

Bei den oben beschriebenen Gleichungen handelt es sich um ein System partieller, parabolischer Differentialgleichungen. Die Lösung dieses Gleichungssystems stellt ein Anfangs- Randwertproblem dar. Für den benötigten Startvektor wird ein Temperaturprofil für die drei Schichten vorgegeben. Dafür wird angenommen, daß die Papierbahn mit einer über den Querschnitt konstanten Temperatur auf die Kühlwalze aufläuft. Die Luft besitzt ebenfalls eine konstante Temperatur.



Zum Beginn der Rechnungen wird dem Kühlwalzenmantel ein beliebiges Temperaturprofil vorgegeben. Die Gleichungen werden nun so oft gelöst, bis sich der stationäre Zustand für die jeweilige Wahl der Parameter einstellt. Dies bedeutet, daß das berechnete Temperaturprofil des Kühlwalzenmantels dem Anfangstemperaturprofil entspricht.

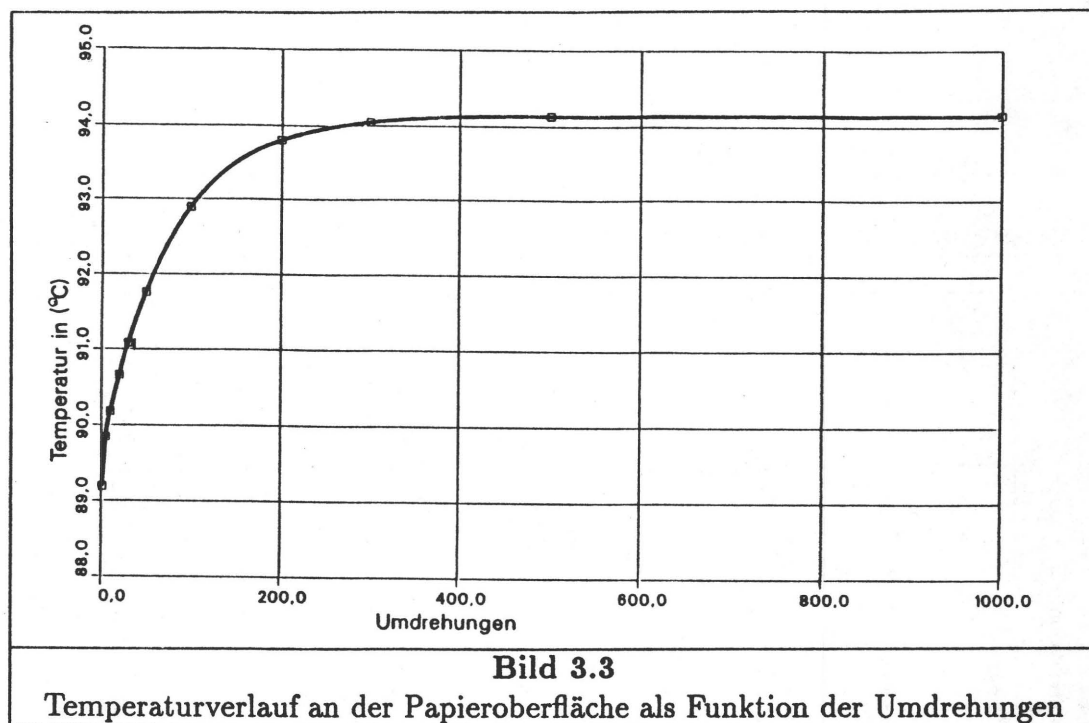
Die numerische Lösung des Differentialgleichungssystems erfordert eine Diskretisierung der Gleichungen, die entweder mit einem finiten Differenzenverfahren oder mit Hilfe der orthogonalen Kollokation nach Finlayson [8] vorgenommen werden kann. Das Verfahren der orthogonalen Kollokation hat den Vorteil, daß es mit einer geringeren Anzahl an Stützstellen bei gleichbleibender Genauigkeit auskommt. Dadurch reduziert sich der Rechenzeitbedarf. Allerdings hat dieses Verfahren, da es die Lösung an einer Stützstelle mit Hilfe sämtlicher Stützstellen errechnet, den Nachteil, daß es bei geringen Gradienten gelegentlich zu Schwingungen der Lösung führt. Tritt dieser Fall ein, sollte die Diskretisierung mit Hilfe eines finiten Differenzenverfahrens vorgenommen werden. Das bei der Diskretisierung entstehende Gleichungssystem kann wieder mit dem Predictor-Corrector-Verfahren nach Gear gelöst werden.

Alle Rechnungen wurden mit einer konstanten Papiertemperatur im Einlauf von  $\vartheta_{\text{Papier}} = 150^\circ\text{C}$  und einer konstanten Lufttemperatur von  $\vartheta_{\text{Luft}} = 20^\circ\text{C}$  sowie einer konstanten Wassertemperatur von  $\vartheta_{\text{Wasser}} = 11^\circ\text{C}$  durchgeführt. Desweiteren wurden die folgenden Größen während der Berechnungen nicht verändert.

Größe	Maßeinheit	Maßzahl
Durchmesser der Walze	$m$	0.4
Wärmeübergangszahl Luft/Papierbahn	$W/m^2 K$	50
Wärmeübergangszahl Luft/Metall	$W/m^2 K$	30
Wärmeleitzahl des Metalls	$W/m K$	42
Wärmeleitzahl der Luft	$W/m K$	0,03
Wärmeleitzahl des Papiers	$W/m K$	0,14
Wärmekapazität des Metalls	$J/kg K$	460
Mittlere Wärmekapazität der Luft	$J/kg K$	1000
Wärmekapazität des Papiers	$J/kg K$	1340
Dichte des Metalls	$kg/m^3$	7850
Mittlere Dichte der Luft	$kg/m^3$	1
Dichte des Papiers	$kg/m^3$	800
Dicke der Metallschicht	$m$	0,006
Dicke der Papierbahn	$m$	0,00008
Geschwindigkeit der Papierbahn	$m/s$	10
<b>Tabelle 3.1</b> Während der Rechnung unveränderte Größen		



Für die in den folgenden Bildern dargestellten Temperaturverläufe wurde mit einer Luftspaltdicke von  $\delta_{Luft} = 32 \mu m$  gerechnet. Außerdem sind die folgenden Bilder mit einem ausgeglichenen Anfangstemperaturprofil des Kühlwalzenmantels von  $\vartheta_{Metall} = 20^\circ C$  errechnet. In Bild 3.3 und Bild 3.4 sind die Temperaturverläufe an der Oberfläche der Papierbahn und der Kühlwalze am Ende der Kühlstrecke über die Anzahl der Umdrehungen dargestellt. Bild 3.5 zeigt den Temperaturverlauf über eine Umdrehung an der Kühlwalzenoberfläche. Man erkennt, daß die Rückwirkung der Abkühlung des Walzenmantels, nachdem die Papierbahn die Kühlwalze verlassen hat, nicht von der Rechnung berücksichtigt wird. Dies kommt aufgrund der Vernachlässigung der Wärmeleitung in Umfangsrichtung zustande.



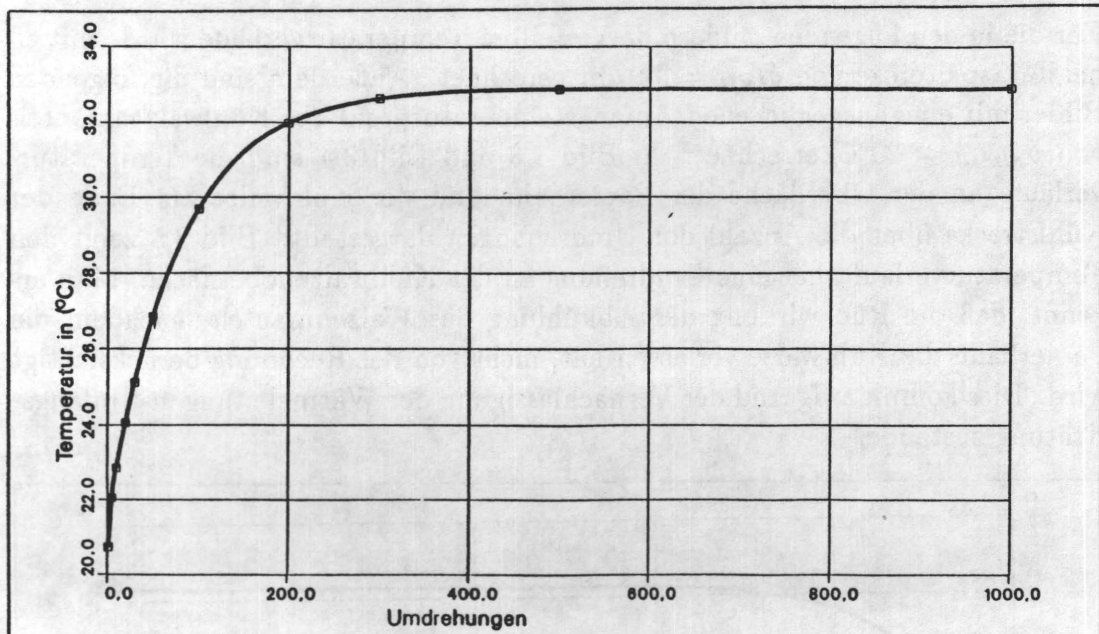


Bild 3.4

Temperaturverlauf an der Kühlwalzenoberfläche als Funktion der Umdrehung

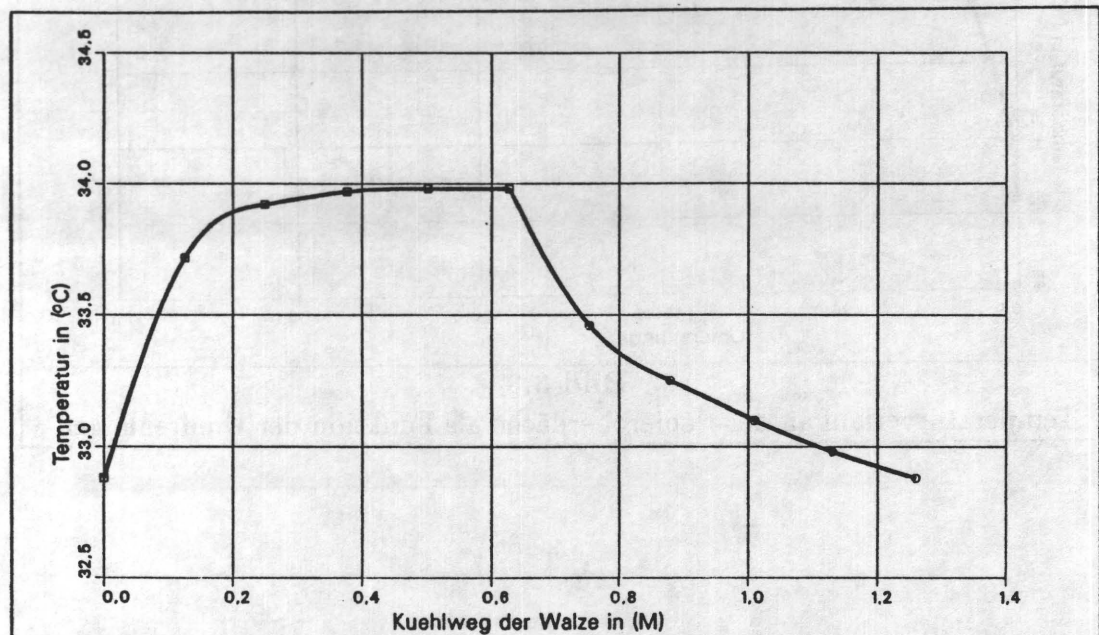
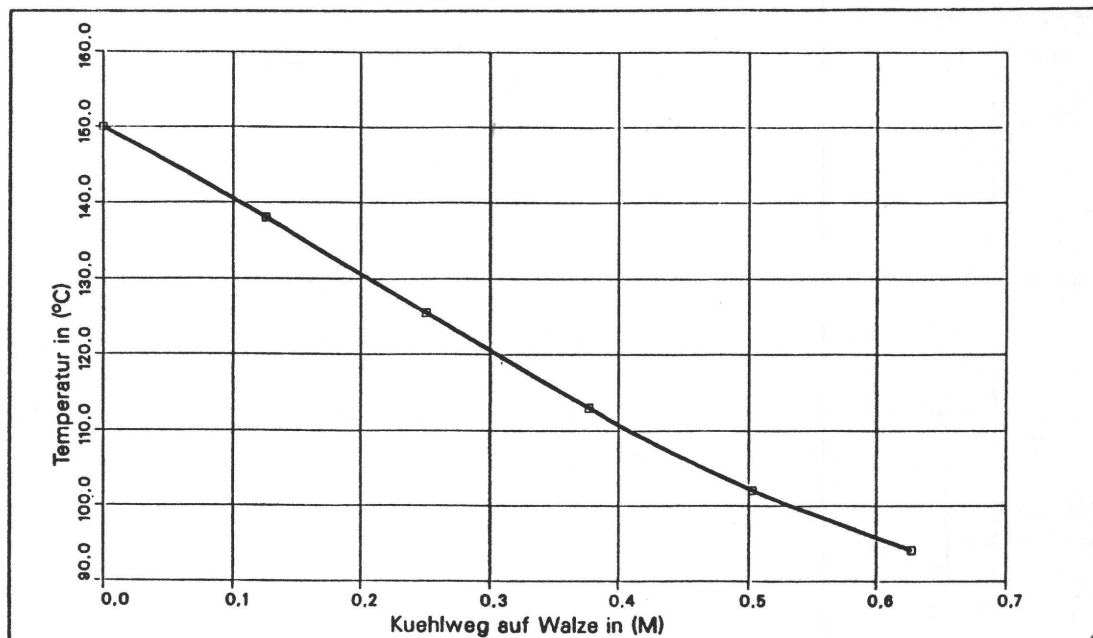


Bild 3.5

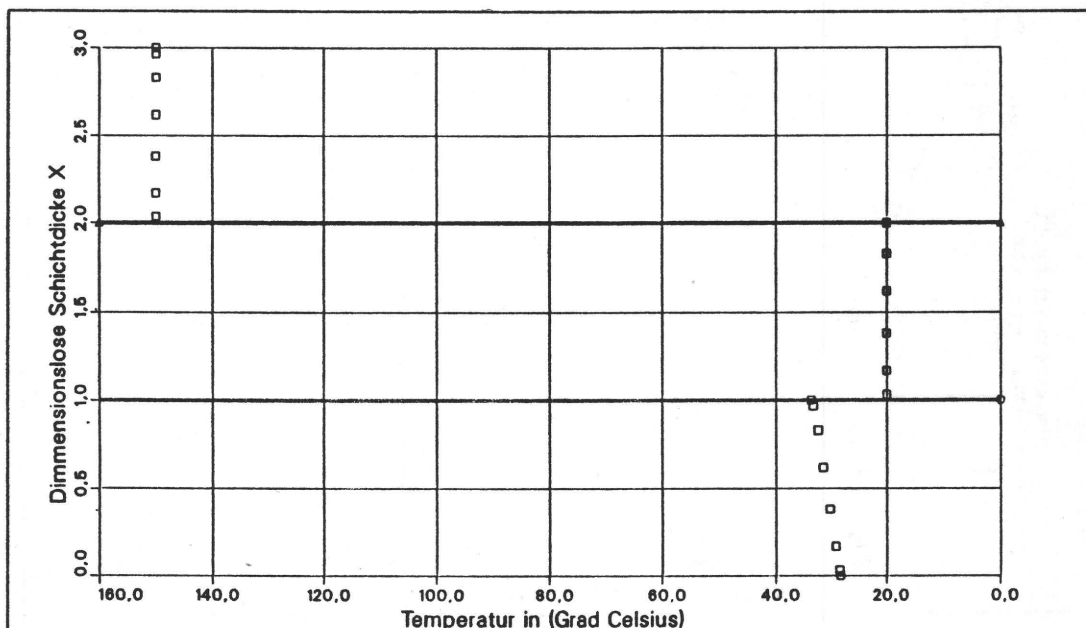
Temperaturverlauf an der Kühlwalzenoberfläche während einer Umdrehung

In Bild 3.6 ist der Temperaturverlauf an der Papierbahnoberfläche längs des Kühlweges dargestellt.

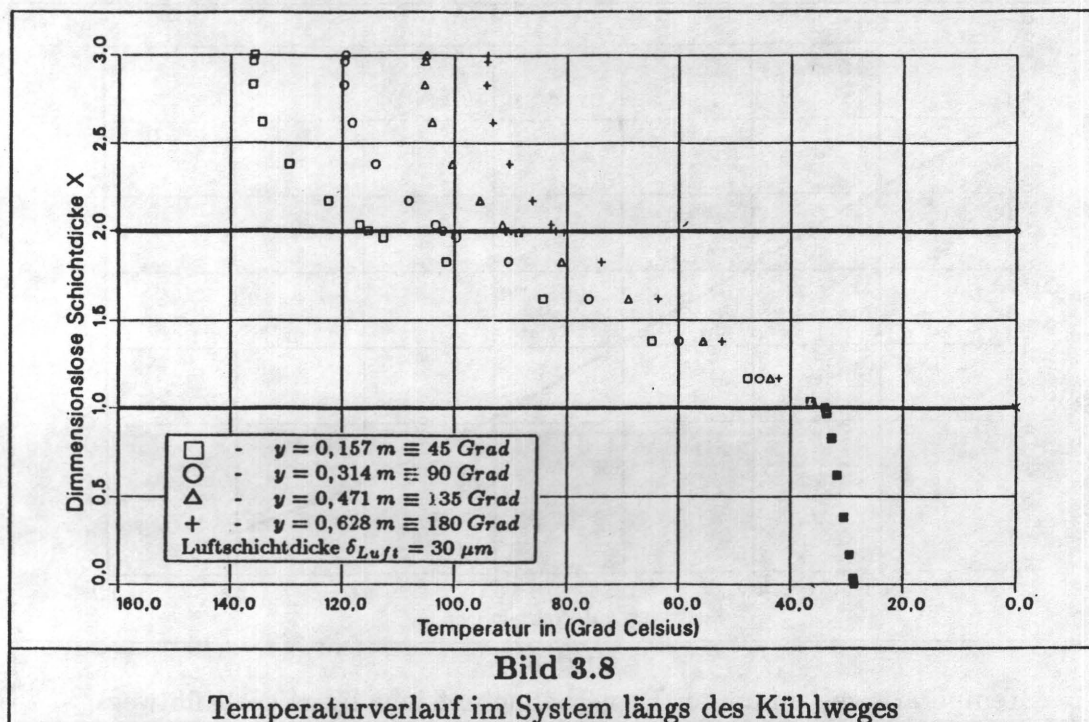
**Bild 3.6**

Temperaturverlauf an der Papierbahnoberfläche längs des Kühlweges

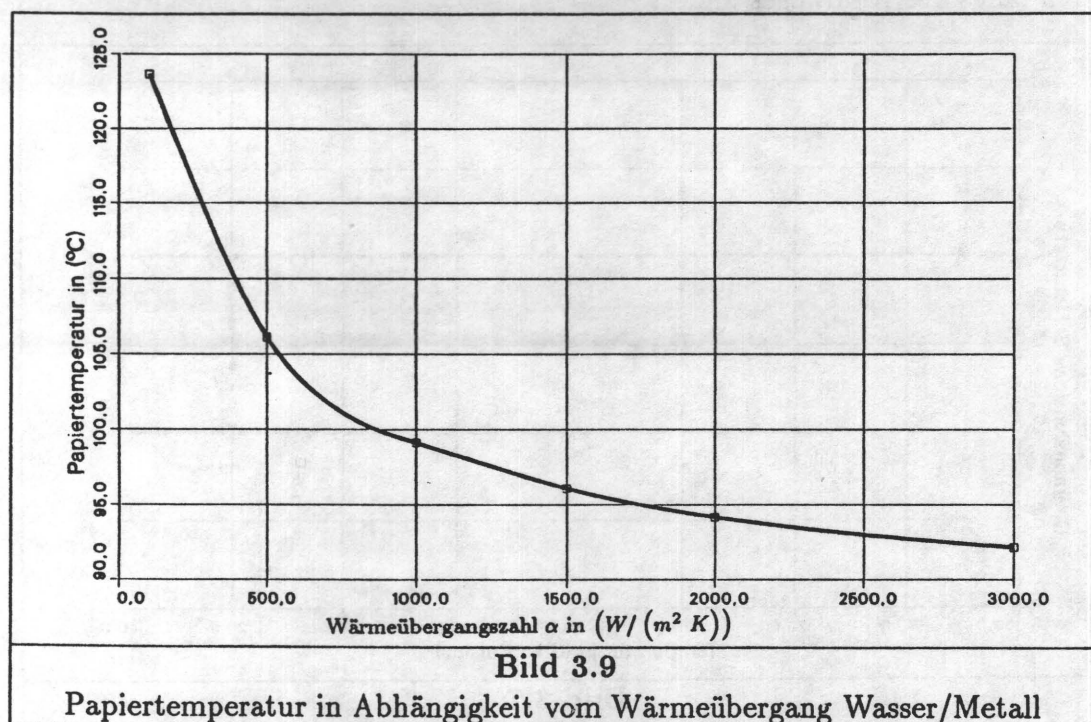
In Bild 3.7 ist der Anfangszustand, mit dem das Papier und die Luft auf die Walze auflaufen, sowie das Temperaturprofil in der Walzenwand über der dimensionslosen Dicke der einzelnen Schichten aufgetragen. Bild 3.8 zeigt, wie sich dieses Profil längs des Kühlweges ändert.

**Bild 3.7**

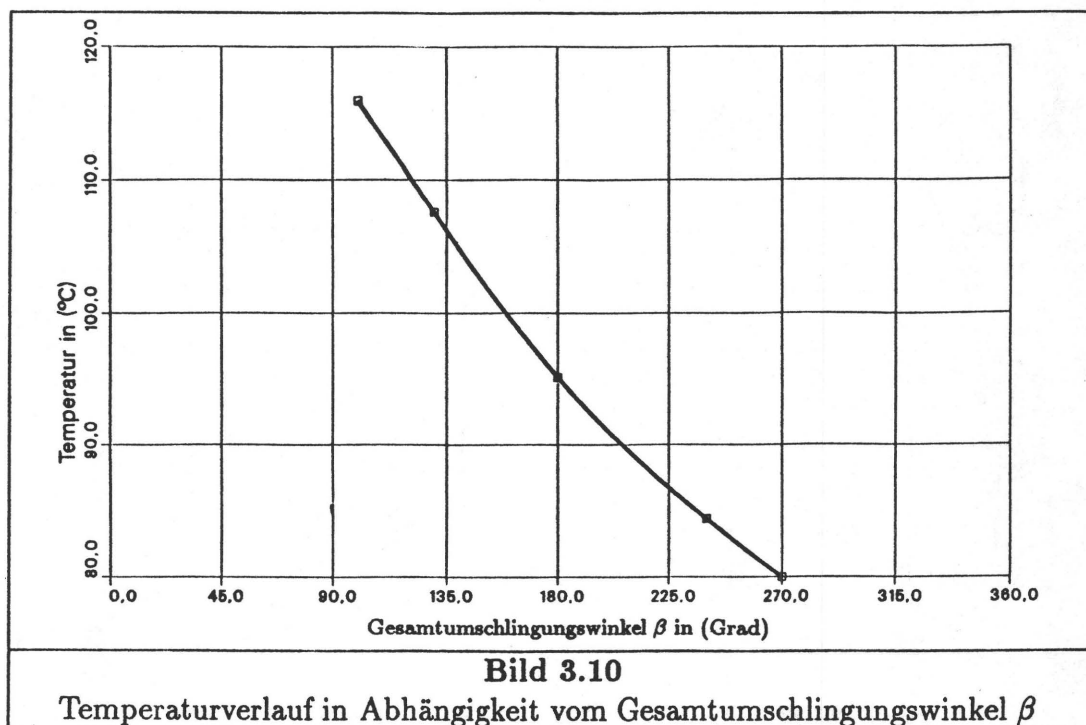
Anfangstemperaturverlauf



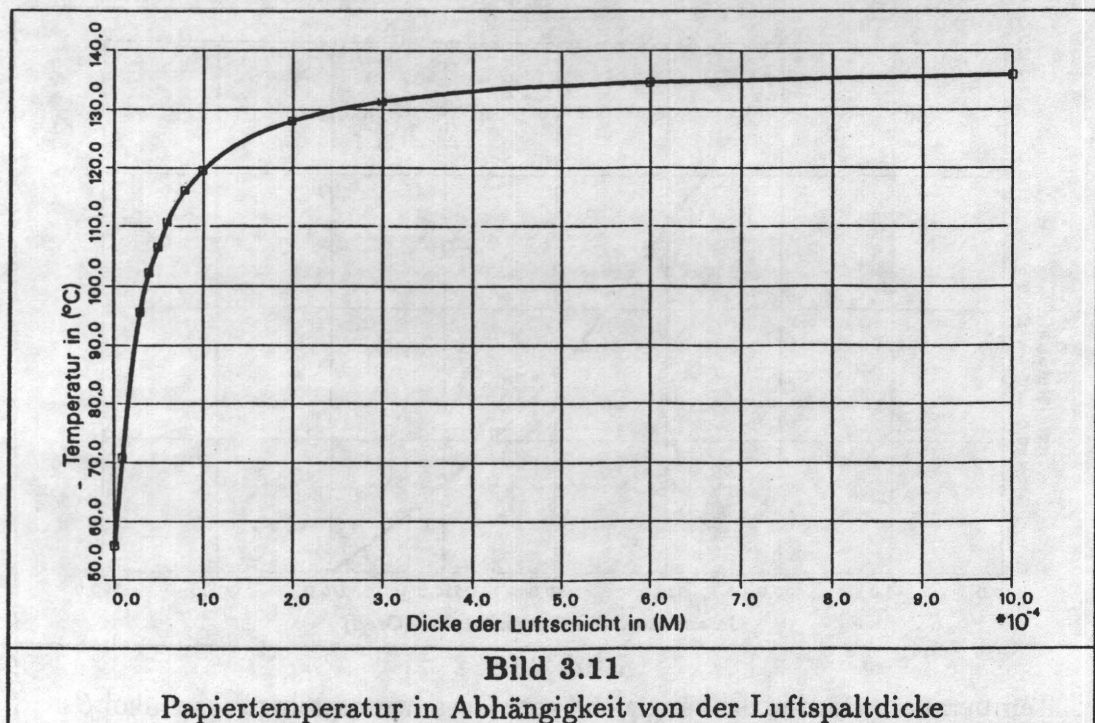
Die folgenden Bilder stellen den Einfluß des Wärmeübergangskoeffizienten vom Wasser an den Kühlwalzenmantel und des Umschlingungswinkels auf die Temperatur an der Kühlwalzenoberfläche beim Verlassen der Kühlwalze dar.







Der leicht gekrümmte Verlauf der Temperatur kommt dadurch zustande, daß mit steigendem Gesamtumschlingungswinkel die Abkühlung der Walze auf der Strecke ohne Papier, die kürzer wird, abnimmt und gleichzeitig eine höhere Wärmemenge in die Walze eingebracht wird. Durch diesen Effekt erhöht sich die Temperatur der Walze, und die Kühlleistung bezogen auf die Fläche nimmt ab. Um einen Eindruck vom Einfluß der Luftspaltdicke auf den Wärmetransport von der Papierbahn zur Kühlwalze zu erhalten, wurden einige Rechnungen mit unterschiedlichen Luftspaltdicken durchgeführt. Das Ergebnis ist im folgenden Bild dargestellt.



Man erkennt, daß sich ab einer Luftspaltdicke von  $\delta_{Luft} = 300 \mu m$  die Temperatur der Papierbahn beim Verlassen der Kühlwalze nicht mehr entscheidend ändert.

## 4 Vergleich von Messung und Rechnung

Zur Bestätigung der Modellrechnungen wurden in Zusammenarbeit mit dem Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren Messungen an in der Praxis betriebenen Offset-Rollenrotationsmaschinen durchgeführt. Wie in den Ausführungen von Dipl.-Ing. L.Kühlmeyer beschrieben, wurden die Temperaturen des Papiers mit Hilfe eines Infrarotthermometers und die Kühlwalzenoberflächen- sowie die Kühlmitteltemperaturen mit Hilfe von Berührungsthermometern gemessen. Die Dicke des Luftspaltes wurde indirekt mit einem laseroptischen Abstandssensor gemessen. Dazu wurde dieser Sensor in einem festen Abstand von der Papierbahn entfernt angebracht und der Abstand zwischen Sensor und Papierbahn im Stillstand und bei Betrieb der Druckmaschine gemessen. Aus der ermittelten Differenz dieser beiden Werte ergibt sich die Luftspalthöhe.

Vom Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren wurden mehrere Messungen der Temperaturen an verschiedenen Maschinen und unter verschiedenen Bedingungen vorgenommen. Die Laseroptik zu Abstandsmessung wurde nur einmal eingesetzt, da die im Kühlwalzenständer herrschende Zugspannung in der Papierbahn nur ungefähr angegeben werden kann. Dies hat zur Folge, daß die

Messungen lediglich einen orientierenden Charakter besitzen. Schon aus diesem Grund müssen exaktere Messungen der Luftspalthöhe bis zur Fertigstellung des Versuchsstandes verschoben werden. Im folgenden sollen daher nur zwei Meßreihen mit den entsprechenden Berechnungen verglichen werden.

Bei der ersten Meßreihe wurde bei zwei verschiedenen Geschwindigkeiten die Spalthöhe gemessen. Bei der geringeren Geschwindigkeit wurden gleichzeitig die Temperaturen aufgenommen. Ein Vergleich der Meßwerte mit den Rechenwerten zeigt die folgende Tabelle.

	Messung		Rechnung	
Radius der Walze	0,1515	<i>m</i>	0,1515	<i>m</i>
Zugkraft in der Papierbahn	300	<i>N</i>	300	<i>N</i>
Dynamische Viskosität			$2 \cdot 10^{-5}$	<i>Pa s</i>
Messung 1				
Geschwindigkeit der Papierbahn	5,25	<i>m/s</i>	5,25	<i>m/s</i>
Dicke des Luftspaltes	30 – 35	$\mu m$	26	$\mu m$
Messung 2				
Geschwindigkeit der Papierbahn	4,4	<i>m/s</i>	4,4	<i>m/s</i>
Dicke des Luftspaltes	20 – 25	$\mu m$	22	$\mu m$
Temperaturen an 1. Kühlwalze bei Messung 2				
Umschlingungswinkel	137	<i>Grad</i>	137	<i>Grad</i>
Auflauftemperatur	132	$^{\circ}C$	132	$^{\circ}C$
Ablauftemperatur	78	$^{\circ}C$	64	$^{\circ}C$
Kühlwalzentemperatur	35	$^{\circ}C$	34	$^{\circ}C$
Wassertemperatur	25	$^{\circ}C$	25	$^{\circ}C$
Temperaturen an 2. Kühlwalze bei Messung 2				
Umschlingungswinkel	210	<i>Grad</i>	210	<i>Grad</i>
Auflauftemperatur	78	$^{\circ}C$	78	$^{\circ}C$
Ablauftemperatur	39	$^{\circ}C$	46	$^{\circ}C$
Kühlwalzentemperatur	27	$^{\circ}C$	30	$^{\circ}C$
Wassertemperatur	24	$^{\circ}C$	24	$^{\circ}C$
Tabelle 4.1				

Wie man sieht, gibt die Simulation des Temperaturverlaufs die gemessenen Werte nicht exakt wieder. Es fällt auf, daß die berechnete Ablauftemperatur an der ersten Kühlwalze zu niedrig errechnet wurde, dafür ist die berechnete Ablauftemperatur an der zweiten Kühlwalze zu hoch. Rechnet man mit der berechneten Ablauftemperatur der ersten Walze als Einlauftemperatur für die zweite Walze, so ergibt sich eine wesentlich bessere Korrelation der gemessenen und berechneten Ablauftemperatur der zweiten Walze.

Die zweite Meßreihe wurde nur bei einer Geschwindigkeit aufgenommen. Hierbei wurde nicht mit der Laseroptik die Spaltdicke gemessen. Aus der aufgenom-



menen Zugkraft in der Papierbahn läßt sich jedoch eine theoretische Spalthöhe von  $\delta_{Luft} = 32 \mu m$  errechnen. Für die Simulation des Temperaturverlaufs ergibt sich allerdings eine bessere Korrelation der Werte, wenn man mit einem Wert von  $40 \mu m$  rechnet.

	Messung	Rechnung
Radius der Walze	0,1515 m	0,1515 m
Zugkraft in der Papierbahn	300 N	300 N
Dynamische Viskosität		$2 \cdot 10^{-5} Pa s$
Geschwindigkeit der Papierbahn	7,5 m/s	7,5 m/s
Dicke des Luftspaltes		40 $\mu m$
<b>Temperaturen an 1. Kühlwalze</b>		
Umschlingungswinkel	137 Grad	137 Grad
Auflauftemperatur	135 °C	135 °C
Ablauftemperatur	98 °C	100 °C
Kühlwalzentemperatur	24 °C	26 °C
<b>Temperaturen an 2. Kühlwalze</b>		
Umschlingungswinkel	210 Grad	210 Grad
Auflauftemperatur	97 °C	97 °C
Ablauftemperatur	68 °C	64 °C
Kühlwalzentemperatur	22 °C	25 °C
<b>Temperaturen an 3. Kühlwalze</b>		
Umschlingungswinkel	210 Grad	210 Grad
Auflauftemperatur	71 °C	71 °C
Ablauftemperatur	49 °C	50 °C
Kühlwalzentemperatur	23 °C	22 °C
<b>Tabelle 4.2</b>		

Prinzipiell lassen die aufgenommenen Messwerte die folgenden Schlußfolgerungen zu:

- Es existiert bereits bei kleineren Geschwindigkeiten ein Luftspalt. Dieser konnte zum einen durch die Messung mit der Laseroptik nachgewiesen werden, und zum anderen ist die große Differenz zwischen Kühlwalzenoberflächentemperatur und Papierbahntemperatur beim Ablauf von der Walze ein weiteres Indez. Würde nämlich ein direkter Kontakt zwischen Papierbahn und Kühlwalze vorliegen, so müßte aufgrund der wesentlich geringeren Wärmeeindringzahl des Papiers dieses annähernd die Kühlwalzenoberflächentemperatur annehmen.
- Die vorgestellten Modelle beschreiben die Vorgänge im Kühlwalzenständer bereits recht gut.



## 5 Zusammenfassung und Ausblick

Während des Forschungsvorhabens "Wärmeübergang an Kühlwalzen in Offset-Rollenrotationsmaschinen" wurden die grundlegenden Vorgänge, die sich in dem Luftspalt, der sich zwischen der Papierbahn und der Kühlwalzenoberfläche bildet, untersucht. Es konnte ein mathematisches Modell formuliert werden, das auf der Basis der Schmierlagertheorie die Strömungsverhältnisse im Spalt beschreibt. Da der Papierbahn, die quasi die eine Lagerschale des Systems darstellt, keine starre Form zugeschrieben werden kann, wurde eine Kräftebilanz an der Papierbahn aufgestellt, mit deren Hilfe sich die Form in Abhängigkeit vom Druck unter der Papierbahn beschreiben läßt. Mit Hilfe einiger Vereinfachungen gelang es, das entstehende Gleichungssystem zu lösen. Die resultierende Form der Papierbahn und das errechnete Geschwindigkeitsfeld berechtigen zu der Annahme, die Luftschicht für die Simulation des Wärmetransports von der Papierbahn zur Kühlwalze als starren Körper zu beschreiben. Mit dieser Annahme konnte ein mathematisches Modell entwickelt werden, das die Wärmeleitung<sup>10</sup> von der Papierbahn zur Kühlwalze mit Hilfe der Fourierschen Wärmeleitungsgleichung beschreibt.

Vergleiche der berechneten Werte mit Meßwerten, die an in der Praxis betriebenen Offset-Rollenrotationsmaschinen aufgenommen wurden, zeigen, daß die entwickelten Modelle die Verhältnisse im Luftspalt recht gut beschreiben. Da es allerdings nicht möglich ist, den Luftspalt an diesen Praxismaschinen exakt zu vermessen, ist es geplant, einen Versuchstand zu bauen, der es erlaubt die Randbedingungen exakt einzustellen und reproduzierbar zu bestimmen.

Folgende Forschungsarbeiten sollen sich mit einer ausführlichen Untersuchung des Einflusses der seitlichen Leckströme der Luft und der Porosität der Papierbahn auf die Strömung im Spalt befassen. Außerdem soll ein Modell zur Beschreibung der Kondensationseffekte auf der Kühlwalzenoberfläche entwickelt werden.

---

<sup>10</sup>Der Einfluß der Strahlung auf den Wärmetransport kann bei den herrschenden Verhältnissen ebenso vernachlässigt werden, wie der konvektive Wärmetransport

## Literatur

- [1] VDI-Wärmeatlas. Verlag des Vereins Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, 1984.
- [2] E.J. Barlow. Self-acting foil bearings of infinite width. *Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, 89(3):341–345, 1967.
- [3] I.N. Bronstein und K.A. Semendjajew. *Taschenbuch der Mathematik*. Verlag Harri Deutsch, Thun und Frankfurt/Main, 1981.
- [4] A. Cameron. *Basic Lubrication Theory*. John Wiley & Sons, New York, Chichester, Brisbane, Toronto, 1981.
- [5] A. Eshel. On controlling the film thickness in self-acting foil bearings. *Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, 92:359–362, 1970.
- [6] A. Eshel and H.G. Elrod. Stiffness effects on the infinitely wide foil bearing. *Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, 89(1):92–99, 1967.
- [7] A. Eshel and H.G. Elrod. The theorie of the infinitely wide perfectly flexible, self-acting foil bearing. *Transaction of the ASME, Journal of Basic Engineering*, 87(12):831–836, 1965.
- [8] B.A. Finlayson. *Nonlinear analysis in chemical Engineering*. McGraw-Hill International Book Company, Hamburg, New York, 1980.
- [9] G. Hall and J.M. Watt. *Modern numerical methods of ordinary differential equations*. Clarendon Press, Oxford, 1976.
- [10] E. Kamke. *Differentialgleichungen, Lösungsmethoden und Lösungen*. Akademische Verlagsgesellschaft Geest & Portig KG, Leipzig, 1959.
- [11] W.E. Langlois. Finite width foil bearing with light loading. *Transaction of the ASME, Journal of Applied Mechanics*, 97:274–278, 1975.
- [12] H. Schlichting. *Grenzschicht-Theorie*. Verlag G. Braun, Karlsruhe, 1951.
- [13] I. Szabo. *Einführung in die Technische Mechanik*. Springer-Verlag, Heidelberg, New York, 1975.